

Simulationsmodell eines Reisezugwagens für
einen MKS-Formalismus aus FE-Modellierung
und Standschwingversuchen

IB [84-51500-72]

Freigabe: Die Bearbeiter:

MAN-Berlin, Dipl.-Ing. B. Fischer
DFVLR-Gö., Dipl.-Ing. P. Conrad
DFVLR-Op., Dipl.-Math. H. Bauer

Der Abteilungsleiter:

Der stellv. Institutsdirektor:

Der Institutsdirektor:

Dieser Bericht enthält:

Unterschriften:

Bernd Fischer
Peter Conrad
Horst Bauer
W. Kortüm
Dr. W. Kortüm

J. Ackermann
Dr. J. Ackermann

61 Blatt davon
31 Bilder
6 Diagramme

Inhaltsverzeichnis

I. FE-Modell einer Reisezugwagenzelle	
1. Einleitung	1
2. Modellierung	
2.1 Datenbeschaffung	1
2.2 Voraussetzungen bei der Modellierung	2
2.3 Elementierung	4
2.4 Substrukturierung	5
3. Eigenfrequenzen	6
4. Reduktion der Freiheitsgrade auf die Meßpunkte	7
5. Kritik	8
Abbildungen	9
II. Strukturdynamische Versuche am Reisezugwagenkasten	13
1. Versuchsdurchführung	13
1.1 Der Standschwingungsversuch	13
1.2 Der Resonsetest	14
2. Ergebnisse der Versuche	15
Abbildungen	17
III. Rechner-Simulation des dynamischen Verhaltens eines Reisezugwagens	40
1. Das Programm MEDUSA	40
2. Modell eines Reisezugwagens zur Erstellung eines Eingabedatensystems für MEDUSA	41
3. Simulation elastischer Körper mit MEDUSA	42
4. Angepaßtes FE-Modell	42
5. Vergleich der Ergebnisse aus Messung und Rechnung ...	45
6. Erfahrungen bei den Koppelrechnungen	46
7. Schlußbemerkung	48
Abbildungen	50



SIMULATIONSMODELL EINES REISEZUGWAGENS FÜR EINEN
MKS-FORMALISMUS AUS FE-MODELLIERUNG UND STAND-
SCHWINGVERSUCHEN.

I. DIPL.-ING. BERND FISCHER, MAN BERLIN

FE-MODELL EINER REISEZUGZELLE

II. DIPL.-ING. PETER CONRAD, MBB BREMEN

STRUKTURDYNAMISCHE VERSUCHE AM REISEZUGWAGENKASTEN

III. DIPL.-MATH. HORST BAUER, DFVLR OBERPFAFFENHOFEN

RECHNER-SIMULATION DES DYNAMISCHEN VERHALTENS
EINES REISEZUGWAGENS



Zusammenfassung:

Für zukünftige Schnellbahnsysteme ist es erforderlich, das Fahrgerät dynamisch zu qualifizieren, um bei sehr hohen Geschwindigkeiten das Laufverhalten der Radsätze zu beherrschen. Für die Auslegung der Fahrdynamik (Sinuslauf, Kurvenverhalten) und des Schwingungsverhaltens (Fahrkomfort) ist eine genaue Kenntnis des dynamischen Gesamtverhaltens unerlässlich.

Im Rahmen des Vorhabens ZFF (Zusammenwirken von Fahrzeug und Fahrweg) wird für die Auslegungsrechnungen das Programm MEDUSA (Mehrkörperdynamik und Systemanalyse) entwickelt. Dieses Programmsystem enthält einen linearen Mehrkörperformalismus für starre und elastische Körper. Die Daten für die elastischen Körper können über eine FE-Rechnung beschafft und modaltransformiert übergeben werden, sie können auch gemessen und entsprechend aufbereitet verarbeitet werden.

In diesem Zusammenhang wurde ein Reisezugwagen in einem Stand-schwingungsversuch vermessen. Die Ergebnisse dieser Messung dienten

- der Kontrolle einer vorausgegangenen FE-Rechnung zur Ermittlung einiger Versuchsparameter,
- als Eingabedaten für die Simulation mit MEDUSA,
- dem Vergleich von MEDUSA-Simulationsergebnissen mit den Response-Messungen,
- der Korrektur von FE-Modellen von Reisezugwagenkästen für MEDUSA-Rechnungen.

Es werden vorgestellt die Ergebnisse

- der FE-Rechnungen.
- der Messungen,
- der Koppelrechnungen von MEDUSA mit Meßdaten
- der Koppelrechnungen mit korrigierten FE-Modellen.

I. FE - MODELL EINER REISEZUGWAGENZELLE

1. Einleitung

MAN-NT und die DFVLR führten Untersuchungen an einem Reisezugwagen durch. Zur Auswertung der im Standschwingversuch und im Response-Test gewonnenen Meßergebnisse benötigt die DFVLR eine auf die Freiheitsgrade der Meßpunkte reduzierte Massenmatrix, die von MAN-NT zu liefern war.

Wegen des relativ komplizierten Aufbaus der Fahrzeugzelle aus Profilen, Trägern und Blechen bot sich für diese Aufgabe eine Rechnung mit der Methode der finiten Elemente an.

Das Grundraster für die Knoten und Elemente des FEM-Modells ist durch den Aufbau der Struktur im wesentlichen vorgegeben. Da dieses Raster feiner als das Raster der Meßpunkte ist, mußte die FEM-Massenmatrix nach der Erstellung noch auf die Freiheitsgrade der Meßpunkte reduziert werden, was mit Hilfe der statischen Kondensation (Guyan-Reduktion) erfolgte.

Um das FEM-Modell anhand der gemessenen Resonanzfrequenzen und der zugehörigen Schwingungsformen kontrollieren zu können, wurden auch Eigenschwingungsrechnungen vorgenommen. Die FEM-Rechnungen wurden mit dem Dynamik-Programm FINDYN2 durchgeführt.

2. Modellierung

2.1 Datenbeschaffung

Bei dem untersuchten Fahrzeug handelt es sich um einen 12-teiligen Reisezugwagen von 26,4 m Länge und ca. 30 Mp Gesamtgewicht (nach Ausbau der Sitze), der zu Beginn der 50-er-Jahre für die US-Army in Deutschland gebaut wurde.

Es war nicht mehr möglich, die kompletten Konstruktionsunterlagen über das Fahrzeug zu erhalten. Das BZA Minden konnte jedoch Unterlagen eines vergleichbaren DB-Fahrzeugs zur Verfügung stellen, die allerdings unvollständig sind.

Es fehlten Angaben über Querschnittsabmessungen, Anordnung und Anzahl der Fußbodenquerträger, den Aufbau der Stirnpartie oberhalb der Kopfträger, und über die Blechdicken.

Weiterhin konnten den Unterlagen nicht die Massen des Rohbaus, der Lackierung, des Dämmmaterials, des Innenausbaus, der Druckluftbehälter, der Toiletten- und Waschräumeinrichtungen, der elektrischen Ausrüstung entnommen werden.

Für diese Daten wurden nach Rücksprache mit MAN-Nürnberg (Wagonbau) geschätzte Werte verwendet.

2.2 Voraussetzungen bei der Modellierung

Um den Verdichtungsaufwand möglichst gering zu halten, wurden folgende Voraussetzungen getroffen:

a) Die Rohbaustruktur ist

- der für die Aufnahme von Kräften (äußeren Lasten und Massenkräften) wesentliche Bestandteil der Zelle,
- doppelsymmetrisch.

Die Rohbaustruktur wird durch ein doppelsymmetrisches System mit Steifigkeits- und Masseneigenschaften idealisiert.

b) Der Innenausbau besteht überwiegend aus Materialien, deren Elastizitätsmoduln wesentlich geringer sind als der E-Modul der Rohbaustruktur (Innenausbau: Holz, Kunststoff; Rohbau: Stahl). Er ist zudem konstruktiv nicht zum Mittragen ausgelegt (Sitze, Gepäckträger, Schiebetüren, Dämmmaterial, usw.). Das gilt auch für Teile, die theoretisch zum Mittragen geeignet wären: Wand- und Dachverkleidungen (welche die Steifigkeit der Wände und des Daches erhöhen könnten), sind durch Fugen unterbrochen und können auch durch die Art der Befestigung nur unwesentliche Kräfte aufnehmen. Entsprechendes gilt für die Trennwand zwischen Gang und Abteilen. Aus diesen Gründen wird (mit Ausnahme der Quertrennwände zwischen den Abteilen, siehe c) die Steifigkeit des Innenausbaus gegenüber der des Rohbaus vernachlässigt und nur die Massenwirkung berücksichtigt.

c) Die Trennwände zwischen den Abteilen steifen auf Grund ihrer Scheibenwirkung den Wagenkastenquerschnitt aus und verhindern eine Veränderung der Querschnittsform.

d) Die Eigendynamik des Innenausbaus beeinflusst die Dynamik der Zelle nur unwesentlich.

- e) Die exzentrische Anordnung der Abteile bewirkt nur eine geringe Exzentrizität der Massenverteilung bezüglich der Längsachse, da die Exzentrizität der Quertrennwände zum Teil durch die Exzentrizität der Längstrennwand zwischen Abteilen und Gang ausgeglichen wird.

In der idealisierten Struktur wird daher eine symmetrische Massenverteilung angenommen.

- f) Der aussteifende Effekt der Quertrennwände (siehe c) kann auch durch eine geeignete symmetrische Ersatzkonstruktion geleistet werden.

Die wichtigsten Folgerungen aus den Voraussetzungen a) bis f) sind:

- Das idealisierte System ist doppeltsymmetrisch.
- Steifigkeiten haben nur die idealisierten Bauteile, die aus der Rohbaustruktur herrühren sowie die Ersatzkonstruktionen für die Quertrennwände.
- Der Innenausbau wird nur massenmäßig erfaßt.

Elektrische Ausrüstung, Druckluftbehälter, usw. werden wie der Innenausbau behandelt.

Weitere Voraussetzungen sind:

- g) Die Torsionssteifigkeiten der verwendeten Profile sind vernachlässigbar, da es sich um offene Profile handelt.
- h) Die Eigenbiegesteifigkeiten der Bleche lassen sich gegenüber den Profilbiegesteifigkeiten vernachlässigen, sodaß die Bleche als Scheiben idealisiert werden können.
- i) Die Schalentragwirkung der Dachhaut kann näherungsweise durch ein Faltwerk aus ebenen Scheiben erfaßt werden.
- k) Die versteifende Wirkung der Quertrennwände kann dadurch erfaßt werden, daß an den entsprechenden Stellen biegesteife Rahmen mit sehr hoher Biegesteifigkeit eingeführt werden. Die Masse der Quertrennwände kann entweder durch die Massenbelegung dieses Rahmens oder durch Massenelemente erfaßt werden.

Da die benötigte Massenmatrix sich auf das im Versuch verwendete System bezieht, wird die elastische Lagerung auch in das FEM-Modell einbezogen.

Für die vertikale Richtung werden die Sekundärfedern berücksichtigt, für die transversale Richtung die Pendel, mit denen der Wiegenträger am Drehgestellrahmen aufgehängt ist. Die Rückstellwirkung der Pendel kann durch Federelemente erfaßt werden.

2.3 Elementierung

Die Einführung von Knoten und Elementen ist unter Berücksichtigung der unter 2.2 genannten Voraussetzungen durch den Aufbau der Struktur im wesentlichen vorgegeben.

Da nur die unteren Eigenformen interessieren, wird auf eine sehr feine Untergliederung der Struktur verzichtet.

Es werden verwendet:

- Balkenelemente für Profile und Träger sowie für die Ersatzrahmen der Quertrennwände
- Scheibenelemente (i. a. orthotrop, da Boden aus Wellblech)
- Federelement für die Lagerung
- Punktmassenelemente für die Massen der Quertrennwände und als Ausgleich zur richtigen Erfassung der Gesamtmasse des Systems.

Auf die Erfassung der Plattenwirkung der Blechflächen wurde verzichtet.

Schwierigkeiten traten bei den Federkennwerten der Lagerung und bei den Massen auf, da keine bzw. keine exakten Angaben vorlagen.

Die Federkennwerte der Lagerung wurden so bestimmt, daß sich, unter Verwendung der Gesamtmasse des Wagenkastens, für die reinen Starrkörper-Vertikal- und Starrkörper-Transversalschwingungen Eigenfrequenzen von ca. 1 Hz ergaben.

Im Fall der Starrkörper-Transversalschwingung handelt es sich dabei um eine fiktive Zahl, da diese Schwingungsform nicht "rein" auftritt, sondern immer mit dem Wanken gekoppelt ist.

Bei den Massen fehlten Angaben über die Trennwände, den Lack, die Verkleidungen und das Dämmmaterial. Diese Werte wurden daher geschätzt.

Die Massen der Quertrennwände wurden durch Punktmassenelemente erfaßt, die Massen von Innenverkleidungen, Lack und Dämmmaterial wurden den Massenbelegungen der Scheibenelemente zugeschlagen.

Um eine einwandfreie Massenbilanz zu erhalten, wurden schließlich die Massenwerte der Punktmassen erhöht.

Das so erhaltene FEM-Modell nach Berücksichtigung der Doppelsymmetrie (siehe auch 2.4) ist in Abb. 1 dargestellt. Die Doppelsymmetrie des Systems wird dazu benutzt, um die Zahl der in der Eigenschwingungsrechnung mitgeführten Freiheitsgrade zu reduzieren. Dazu wird das System in die vier Fälle

symmetrisch -symmetrisch	= Vertikal	-symmetrisch
symmetrisch -antimetrisch	= Vertikal	-antimetrisch
antimetrisch-symmetrisch	= Quer/Torsion-symmetrisch	
antimetrisch-antimetrisch	= Quer/Torsion-antimetrisch	

zerlegt. Es genügt, in jedem dieser Fälle nur ein Viertel des Gesamtsystems zu betrachten. Die vier Fälle unterscheiden sich durch die Randbedingungen auf den Symmetrieebenen.

Zur Veranschaulichung dieses Prinzips ist in Abb. 2 die Zerlegung in 4 Symmetrie-Antimetrie-Fälle am Beispiel eines einfachen ebenen Rahmens dargestellt.

2.4 Substrukturierung

Um die Zahl der in der Eigenschwingungsrechnung mitgeführten Freiheitsgrade noch weiter zu reduzieren, wird Substrukturierung mit Kondensation durchgeführt.

Die Unterteilung des Gesamtsystems in Substrukturen ist in Abb. 3 angegeben. Jedem Abteil entspricht eine Substruktur. Am Wagenende sind Vorbau und Toilette/Waschraum zu einer Substruktur zusammengefaßt.

Ein Teil der Freiheitsgrade in den Substrukturen wird als Sekundärfreiheitsgrade behandelt und mit Hilfe der statischen Kondensation (Guyan-Reduktion) eliminiert. Der Kondensationsprozeß wird an der jeweiligen Substruktur vorgenommen, so daß die Sekundärfreiheitsgrade im mathematischen Gesamtsystem nicht auftauchen.

Auf diese Weise ergeben sich folgende Freiheitsgradanzahlen:

Vert-symm	110
Vert-anti	122
Quer-symm	125
Quer-anti	133

Im Falle der Behandlung des vollen räumlichen Systems ohne Kondensation hätten die Freiheitsgradzahl 3647 betragen.

Da einige Substrukturen gleich aufgebaut sind, ergibt sich gleichzeitig eine Reduktion der Zahl der Eingabedaten, da die Daten für gleichartige Substrukturen nur jeweils einmal erstellt und eingegeben werden müssen.

3. Eigenfrequenzen

In den Bildern 4 ÷ 7 sind die Eigenformen mit den zugehörigen Eigenfrequenzen und einer stichwortartigen Charakterisierung für den Frequenzbereich 0 ÷ 35 Hz angegeben.

Es ist darauf hinzuweisen, daß es sich um erste Ergebnisse handelt, die gewonnen wurden. Korrekturen des Modells, die sich auf die Federn der Lagerung und die Hauptquerträgermasse beziehen, und die bei der Erstellung der reduzierten Massenmatrix (s. Abschnitt 4) eingeführt wurden, sind in den Abb. 4 ÷ 7 noch nicht erfaßt.

Diese Korrekturen brachten wesentliche Veränderungen nur in den Starrkörpereigenfrequenzen. Die Eigenformen (Starrkörper - und elastisch) ändern sich qualitativ nicht.

Beim Plotten wurde ein reduziertes Raster gemäß Bild 3 verwendet, da das Mitführen aller Gitterlinien bei den unteren Eigenformen den Informationsgehalt der Bilder nicht erhöht.

Die Plotbilder sind gegenüber dem Bild 3 spiegelverkehrt.

Die Starrkörpereigenformen sind die typischen Bewegungen

- a Tauchen
- b Nicken
- c Gieren
- d Wanken
- e "Querverschieben"

wobei zwischen den Formen d und e eine Koppelung besteht.

Die 6. Starrkörperform ist eine Längsbewegung mit der Eigenfrequenz 0 Hz. Sie ergibt sich als unterste Eigenform des Falles Vertikal-antimetrisch, da in diesem Fall der Wagenkasten in Längsrichtung ungefesselt ist. Sie ist nicht dargestellt.

Die elastischen Eigenformen sind (im betrachteten Frequenzbereich) typisch Balkeneigenformen wie Vertikalbiegung, Querbiegung und Torsion, wobei Querbiegung und Torsion miteinander gekoppelt sind.

Schwingungen, bei denen wesentliche Verformungen des Wagenkastenquerschnitts auftreten, werden durch die Modellierung unterdrückt.

4. Reduktion der Freiheitsgrade auf die Meßpunkte

Die Massenmatrix, die der DFVLR übergeben wurde, stützt sich zwar auf das beschriebene Modell ab, jedoch wurden noch einige Korrekturen vorgenommen.

Es lagen zum Zeitpunkt des Aufbaus der zu übergebenden Matrix bereits die Ergebnisse eines Vorversuchs vor. Mit Hilfe der dabei erhaltenen Starrkörpereigenfrequenzen wurden die Federkennwerte der Lagerung variiert. Außerdem wurde die Masse des Wiegenträgers, die sich bei der Querschwingung mitbewegt, eingeführt.

Außerdem war es erforderlich, die Massenmatrix auf die von der DFVLR verwendeten Meßpunkte zu reduzieren.

Die Meßpunkte sind in Abb. 3 durch " X " markiert.

Die Reduktion erfolgte mittels der statischen Kondensation (Guyan-Reduktion), also nach dem gleichen Verfahren, nach dem bereits die Sekundärfreiheitsgrade in den Substrukturen eliminiert worden waren. Der Unterschied besteht lediglich darin, daß die Kondensation jetzt am Gesamt-System vorgenommen wird. Die Freiheitsgrade der Meßpunkte werden wie Primärfreiheitsgrade, alle restlichen Freiheitsgrade wie Sekundärfreiheitsgrade behandelt. Das Ergebnis sind Massenmatrizen mit folgenden Größen:

Vert.-symm.	33x33
Vert.-anti.	31x31
Quer -symm.	32x32
Quer -anti.	30x30

5. Kritik

Das verwendete Modell hat einige Schwächen, die hier kurz angesprochen werden sollen. Die wichtigsten scheinen folgende zu sein:

- durch die zwangsweise Symmetrisierung des Modells wird eine Kopplung zwischen Vertikal- und Torsionsschwingungen (und damit auch Querschwingungen) unterdrückt.
- durch die Annahme eines biegestarren Rahmens an Stelle der Quertrennwände werden Verformungen des Kastenquerschnitts, also z. B. ein gegenläufiges Schwingen von Dach und Bodengruppe unterdrückt (was nach eigenen Untersuchungen an einem anderen Fahrzeug im betrachteten Frequenzbereich durchaus relevant sein kann)
- Unsicherheiten, inwieweit die geschätzten Massenverteilungen einiger Einbauteile der Realität entsprechen.

Dennoch scheint der eingeschlagene Weg bei Berücksichtigung der unvollständig vorliegenden Konstruktionsunterlagen und der begrenzten Zeit gerechtfertigt zu sein.

Genau zu erfassen, wie die Massenverteilung von der Symmetrie abweicht, und inwieweit die Quertrennwände die Zelle aussteifen, bedeutet auch bei Vorhandensein der vollständigen Konstruktionsunterlagen unverhältnismäßig große Steigerung des Aufwands.

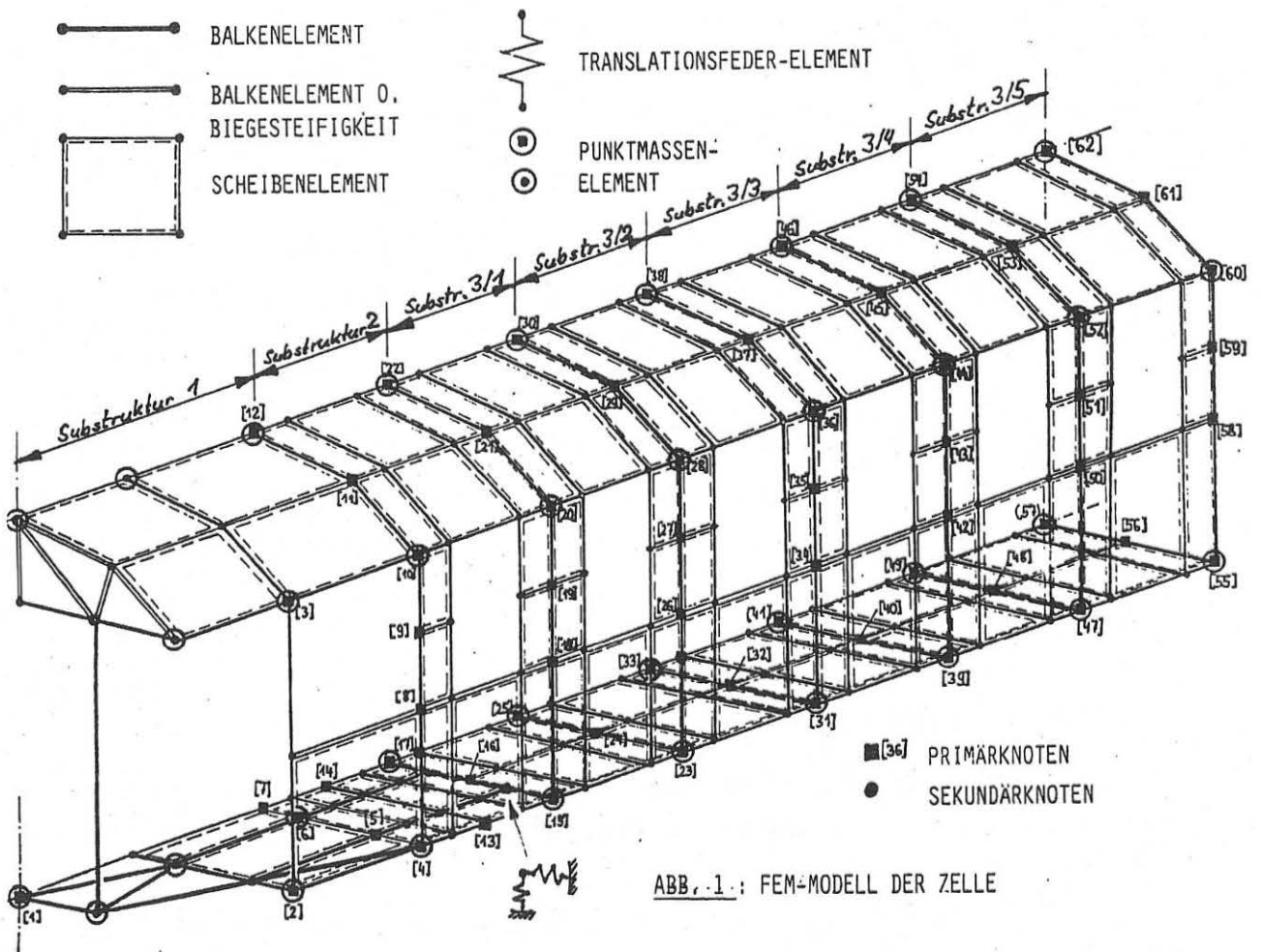
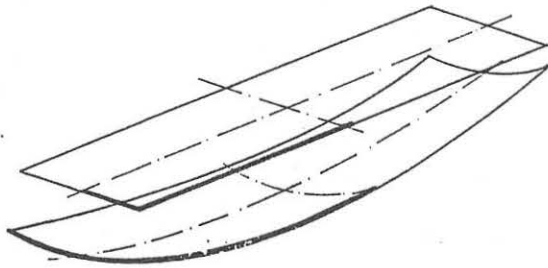
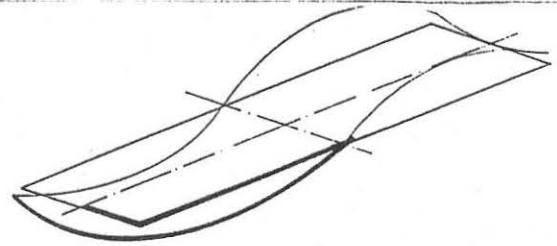


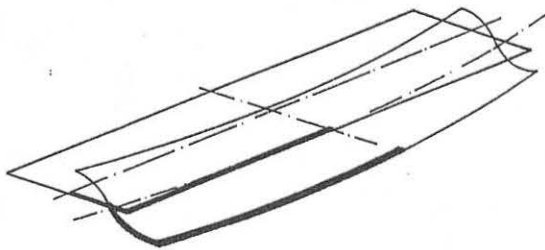
ABB. 1.: FEM-MODELL DER ZELLE



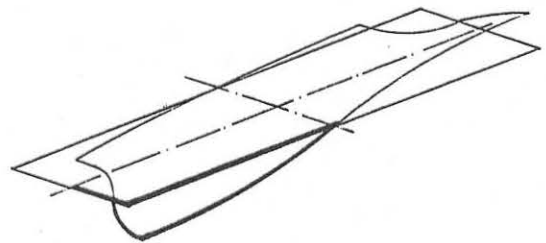
SYMMETRISCH-SYMMETRISCH
= VERTIKAL-SYMMETRISCH



SYMMETRISCH-ANTIMETRISCH
= VERTIKAL-ANTIMETRISCH



ANTIMETRISCH-SYMMETRISCH
= QUER/TORSION-SYMMETRISCH



ANTIMETRISCH-ANTIMETRISCH
= QUER/TORSION-ANTIMETRISCH

ABB. 2 : SYMMETRIE-ANTIMETRIE-FÄLLE

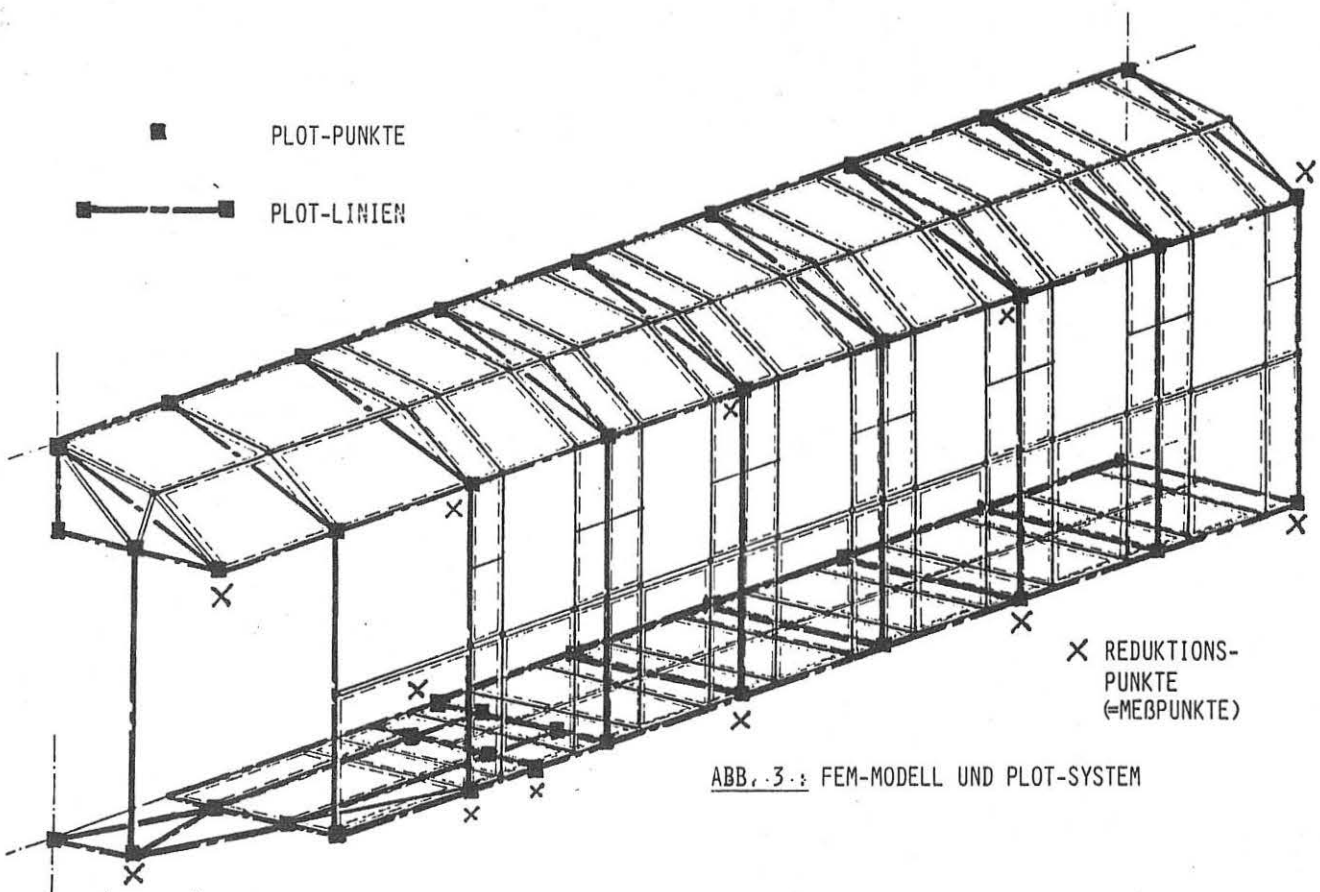


ABB. 3 : FEM-MODELL UND PLOT-SYSTEM

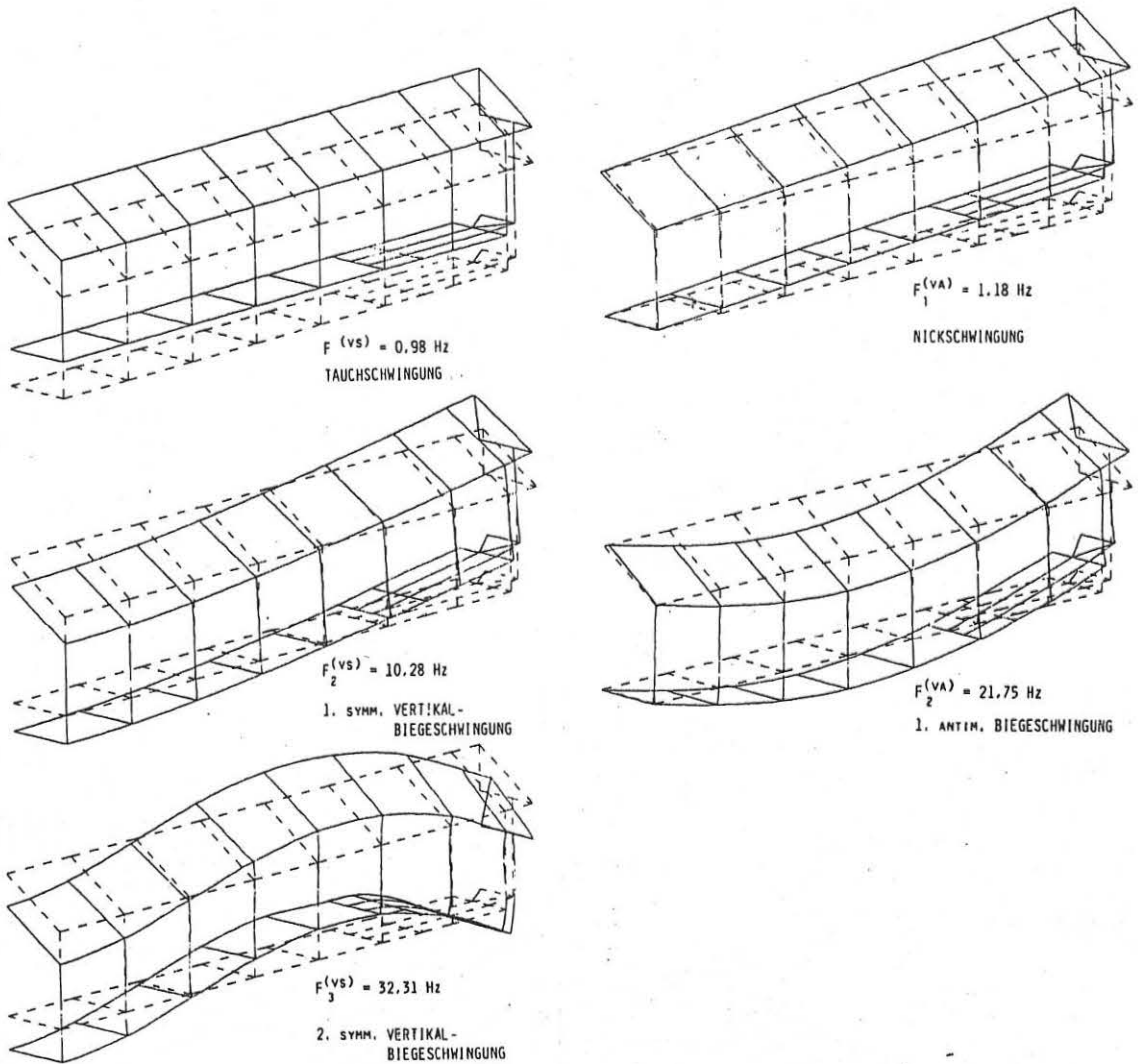


Abb. 4 : Eigenformen 1 - 3 des Falles
Vertikal-symmetrisch (vs)

Abb. 5 : Eigenformen 1-2 des Falles
Vertikal-antisymmetrisch

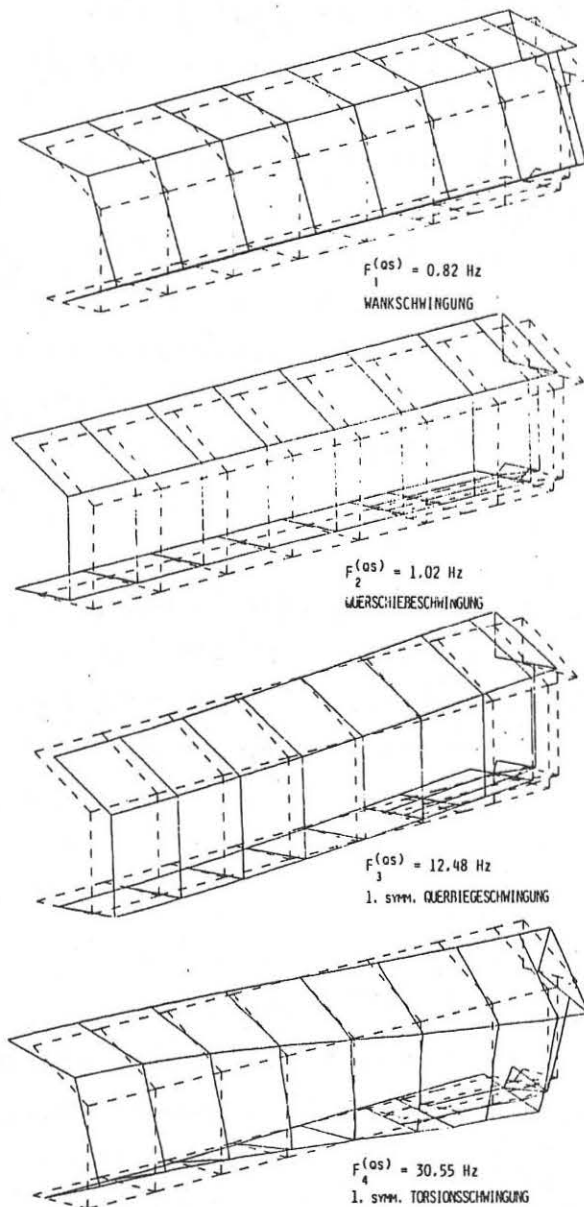


Abb. 6 : Eigenformen 1 - 4 des Falles
Quer/Torsion-symmetrisch

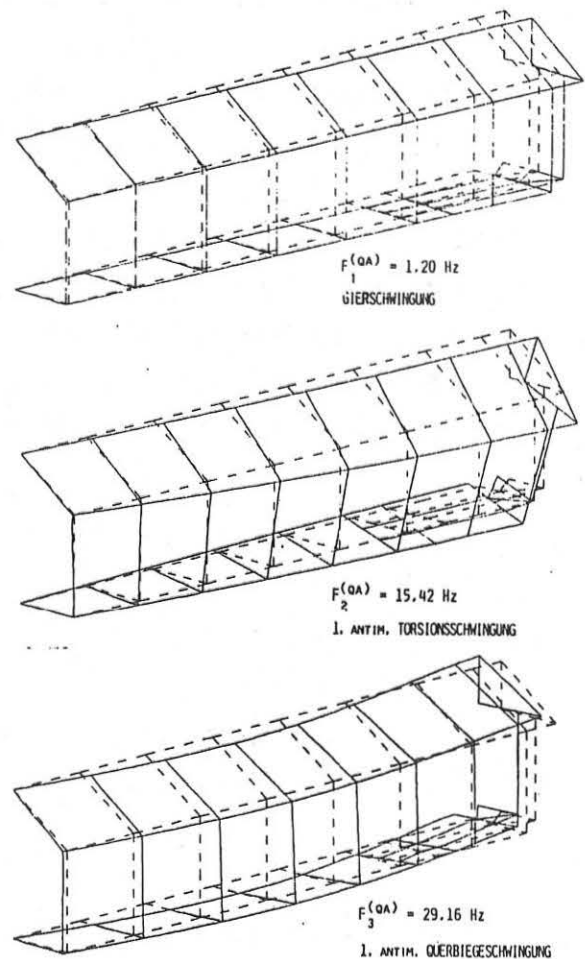


Abb. 7 : Eigenformen 1 - 3 des Falles
Quer/Torsion-antimetrisch

II. STRUKTURDYNAMISCHE VERSUCHE AM REISEZUGWAGENKASTEN

Das Institut für Aeroelastik der DFVLR übernahm im Rahmen des Vorhabens ZFF II die Aufgabe, an einem Reisezugwagenkasten strukturdynamische Untersuchungen durchzuführen. Die Untersuchungen gliederten sich in zwei Abschnitte:

- Zunächst wurde ein Standschwingungsversuch durchgeführt. Dieser Versuch hatte zum Ziel, die Eigenschwingungskenngrößen des Wagenkastens zu ermitteln. Die Eigenformen werden von MEDUSA als Daten benötigt, die Eigenfrequenzen dienen als Vergleich für FE-Modelle, (siehe Kap. III).
- Dann wurde im zweiten Versuchsabschnitt ein Response-Test des gesamten Reisezugwagens durchgeführt. Hierbei wurden in Eigenfrequenznähe des Wagenkastens die komplexen Strukturantworten aufgenommen. Die Ergebnisse dieses Versuchs sind Vergleichsgrundlage für die Ergebnisse der Koppelrechnungen mit MEDUSA.

1. Versuchsdurchführung

Die Versuche wurden auf dem Werksgelände der MAN in München durchgeführt. Dazu mußten alle Meßapparaturen nach München transportiert werden. Das Institut für Aeroelastik verfügt über einen mobilen Meßcontainer, in dem alle notwendigen Geräte zur Aufnahme, Vorverarbeitung und Auswertung der Messungen installiert sind.

1.1 Der Standschwingungsversuch

Der Standschwingungsversuch wurde nach der Methode der angepassten phasenkohärenten Anregung durchgeführt [1]. Der Wagenkasten wurde von den Drehgestellen gelöst und die Wiege wurde unter der Sekundärfederung aufgebockt. Am Wagenkasten selbst wurden an 42 Meßpunkten insgesamt 98 Beschleunigungsaufnehmer angebracht. Bild 1 zeigt den Aufnehmerplan; die darin von den Meßpunkten ausgehenden kurzen Striche deuten die Meßrichtungen an.

Gemessen wurden 5 Starrkörperformen

- Tauchen
- Nicken,
- Gieren,
- 1. Wankschwingung,
- 2. Wankschwingung,

und 5 elastische Eigenschwingungsformen

- 1. Vertikalbiegung,
- 1. Horizontalbiegung,
- 1. Torsion,
- 2. Vertikalbiegung,
- 2. Horizontalbiegung.

Dazu wurde jede der einzelnen Formen mit vier elektrodynamischen Erregern gleichzeitig möglichst phasenrein angeregt. Zur Ermittlung der Dämpfung wurden Ausschwingkurven augenommen. Diese lieferten die logarithmischen Dekremente der Dämpfung.

Die Bilder 2 - 11 zeigen die Eigenschwingungsformen.

1.2 Der Resonsetest

Für den Resonsetest wurde der Wagenkasten wieder normal mit den Drehgestellen verbunden. An einem Puffer (Knoten 1) wurde mit einem großen Erreger eine sinusförmig verlaufende Kraft in vertikaler Richtung in die Struktur eingeleitet. Die Aufnehmerverteilung wurde von Standschwingungsversuchen unverändert übernommen.

Bei den beiden vertikalen Formen und bei der Torsionsform wurde die Erregerfrequenz zunächst so eingeregelt, daß der Wagenkasten möglichst phasenrein schwang. Danach wurde die Frequenz jeweils nach oben und nach unten so lange verändert, bis ein deutlicher Abfall in der Phasenreinheit feststellbar war. Mit diesen drei verschiedenen Frequenzen wurden dann jeweils die komplexen Antworten aufgenommen. Bei den beiden horizontalen Formen konnte man so nicht vorgehen, da es nicht möglich war, bei vertikaler Anregung die Struktur in phasenreine Schwingungen zu versetzen. Deshalb beschränkte man sich auf die Aufnahme von nur jeweils

einer komplexen Antwort in der Nähe der Eigenfrequenz. Die komplexen Antworten sind in den Bildern 12 bis 22 mit Real- und Imaginärteilen dargestellt.

Anmerkung: Als Realteil wird hier der mit der Anregung um $\Pi/2$ phasenversetzte Anteil bezeichnet, und als Imaginärteil der mit der Anregung in Phase schwingende Anteil.

Bei dem Lösungsansatz

$$X = A (\sin \Omega t + \varphi)$$

erhält man als Realteil

$$R(X) = A \sin \varphi \cos \Omega t$$

und als Imaginärteil

$$J(X) = A \cos \varphi \sin \Omega t$$

2. Ergebnisse der Versuche

Die von MEDUSA geforderten Daten wurden wie folgt ermittelt:

- Die modalen Massen ergaben sich aus der FE-Rechnung [2].
- Aus den modalen Massen ergaben sich die modalen Steifigkeiten aus

$$K_i = \omega_i^2 M_i$$

wobei bedeuten

- K_i die zur i-ten Eigenform gehörige Modale Steifigkeit,
- ω_i die i-te Eigenfrequenz
- M_i die zur i-ten Eigenform gehörige Modale Masse.
- Die modalen Dämpfungen folgen aus den gemessenen Ausschwingkurven der einzelnen Eigenfrequenzen. Mit Hilfe des sich daraus ergebenden logarithmischen Dekrements erhält man die modalen Dämpfungen D_i

$$D_i = \frac{2 M_i \omega_i \vartheta_i}{\sqrt{\vartheta_i^2 + 4 \Pi^2}}$$

wobei bedeuten

- D_i die zur i -ten Eigenform gehörige modale Dämpfung
- Θ_i das zur i -ten Eigenfrequenz gehörige logarithmische Dekrement.
- Die Eigenformen wurden beim Standschwingungsversuch aus den in den einzelnen Meßknoten gemessenen Beschleunigungen ermittelt. Dort, wo in einzelnen Richtungen nicht gemessen wurde, wurden diese durch Interpolation mit den gemessenen ergänzt.
- Die beim Response-Test ermittelten Beschleunigungen wurden direkt dargestellt. Die Auslenkungen lassen sich leicht aus

$$\ddot{x} = -\Omega^2 x$$

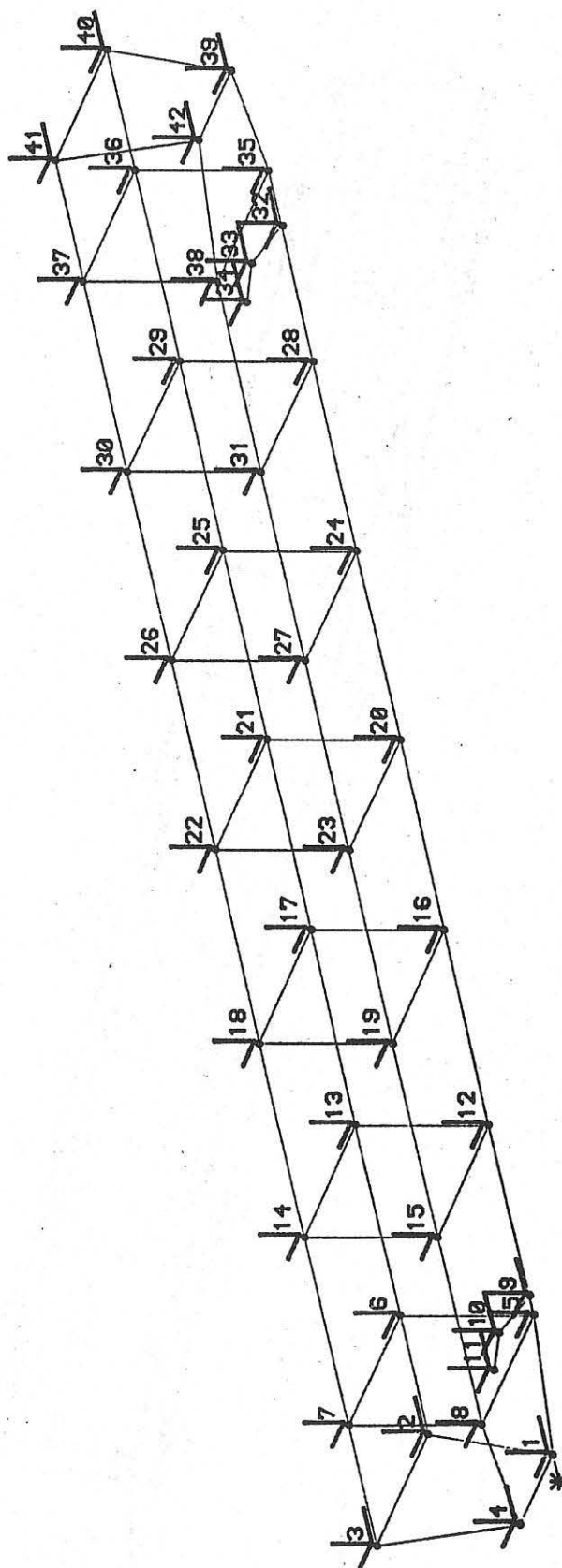
berechnen.

6. Schrifttum

- [1] Breitbach, E.: Neuere Entwicklungen auf dem Gebiet des Standschwingungsversuchs an Luft- und Raumfahrtkonstruktionen, VDI-Berichte Nr.221, 1974
- [2] Fischer, B.: Modellierung und Verdatung der Zelle eines Reisezugwagens für die Eigenschwingungsrechnung. MAN-NT EDS-023, 1981

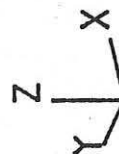
Form	Frequenz [Hz]	Gen. Masse [kg cm ²]	Dämpfung	Bemerkungen
S- 1	0.78	13355.0	0.39	1. Wankschwingung
S- 2	1.55	24747.0	0.19	Tauchschwingung
S- 3	1.73	9156.0	0.88	Gierschwingung
S- 4	1.78	10796.0	0.26	Nickschwingung
S- 5	2.14	9180.0	-	2. Wankschwingung
E- 1	8.45	8205.0	0.14	1. Vertikalbiegung
E- 2	9.87	9274.0	0.33	1. Horizontalbiegung
E- 3	13.67	16180.0	0.73	1. Torsion
E- 4	17.19	10264.0	0.60	2. Vertikalbiegung
E- 5	19.46	3527.0	0.54	2. Horizontalbiegung

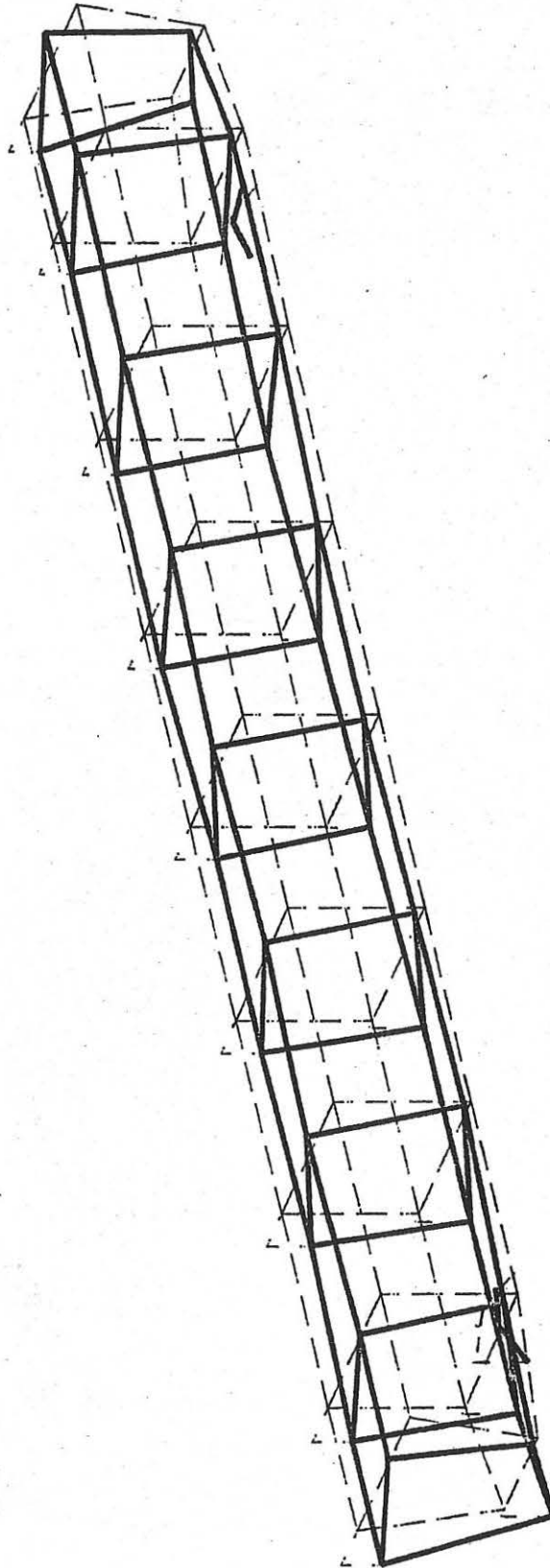
Tafel a: Frequenzen, generalisierte Massen und logarithmische Dekremente der Dämpfung des Reisezugwagenkastens.



* - Erregerpunkt für Response-Test

Bild 1: Aufnehmerplan



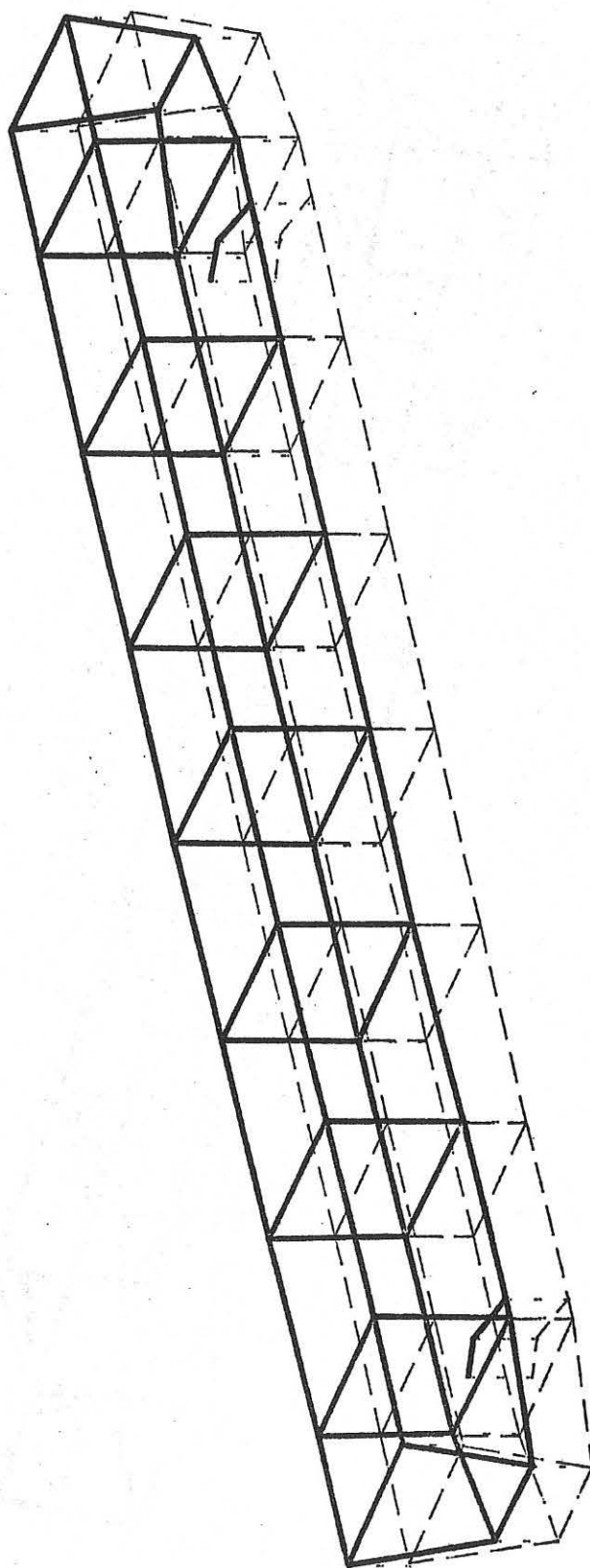


S-1

Frequenz: .784 Hz

Gen. Masse: 13355.0 kg cm²



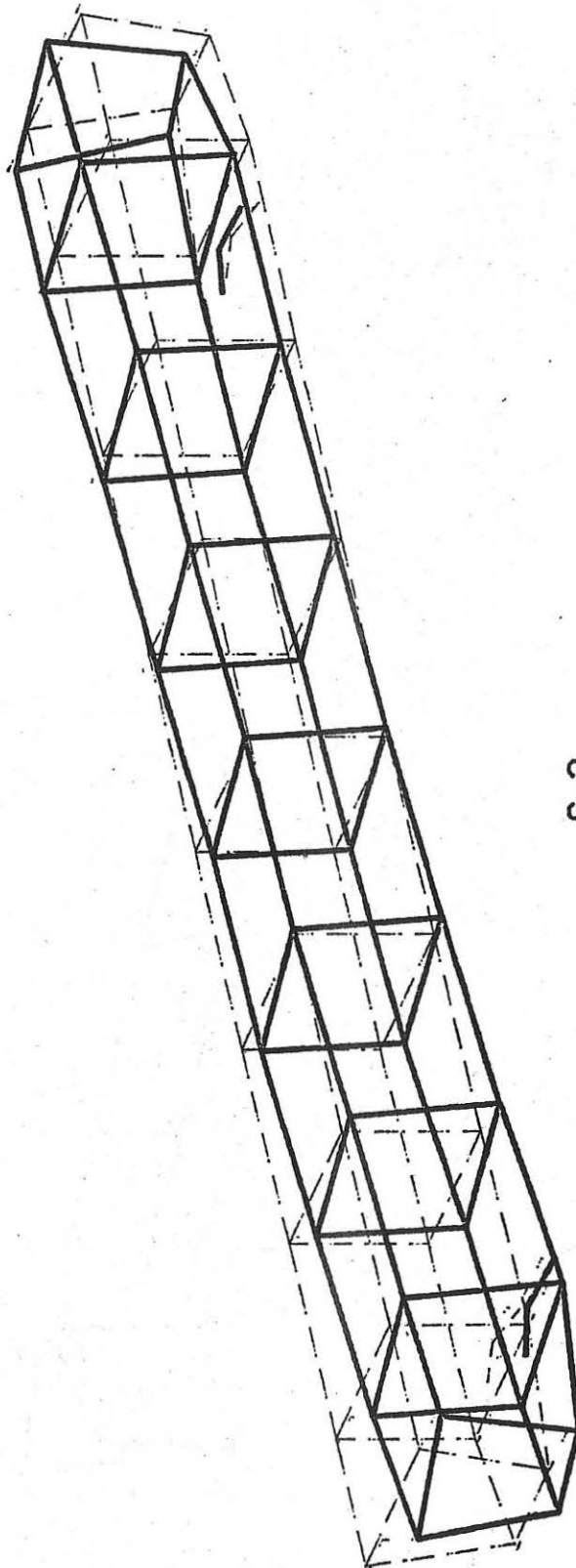


S-2

Frequenz: 1.548 Hz

Gen. Masse: 24747.0 kg cm²

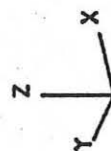


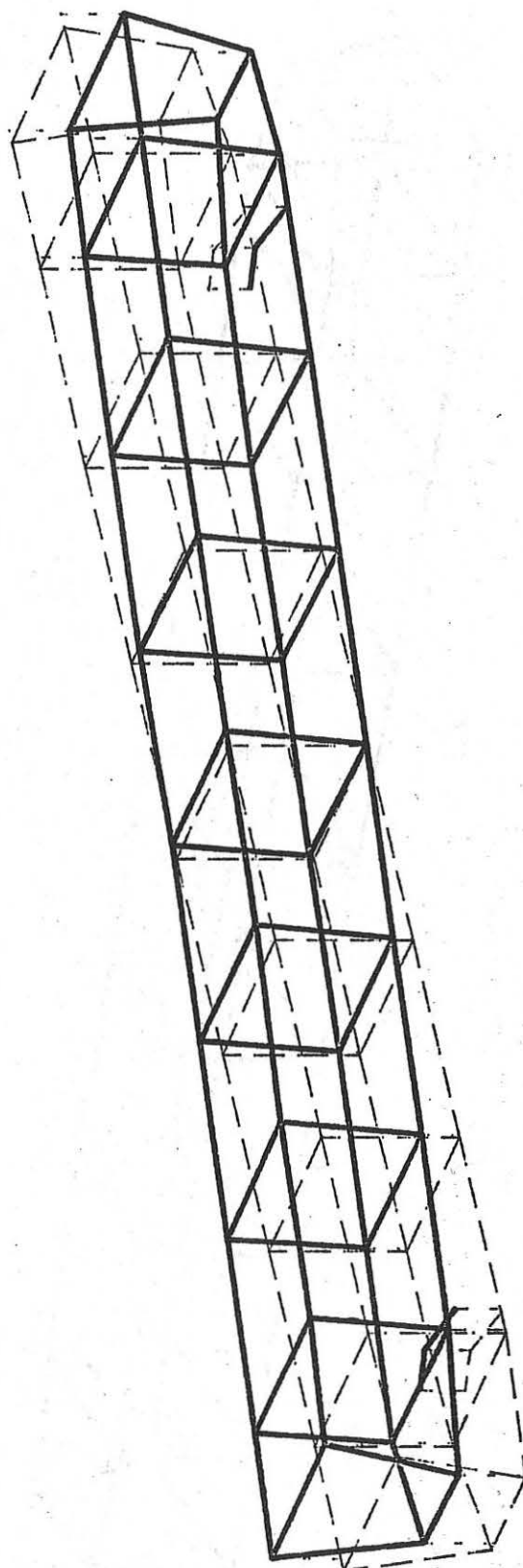


S-3

Frequenz: 1.730 Hz

Gen. Masse: 9156.0 kg cm²

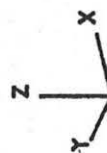


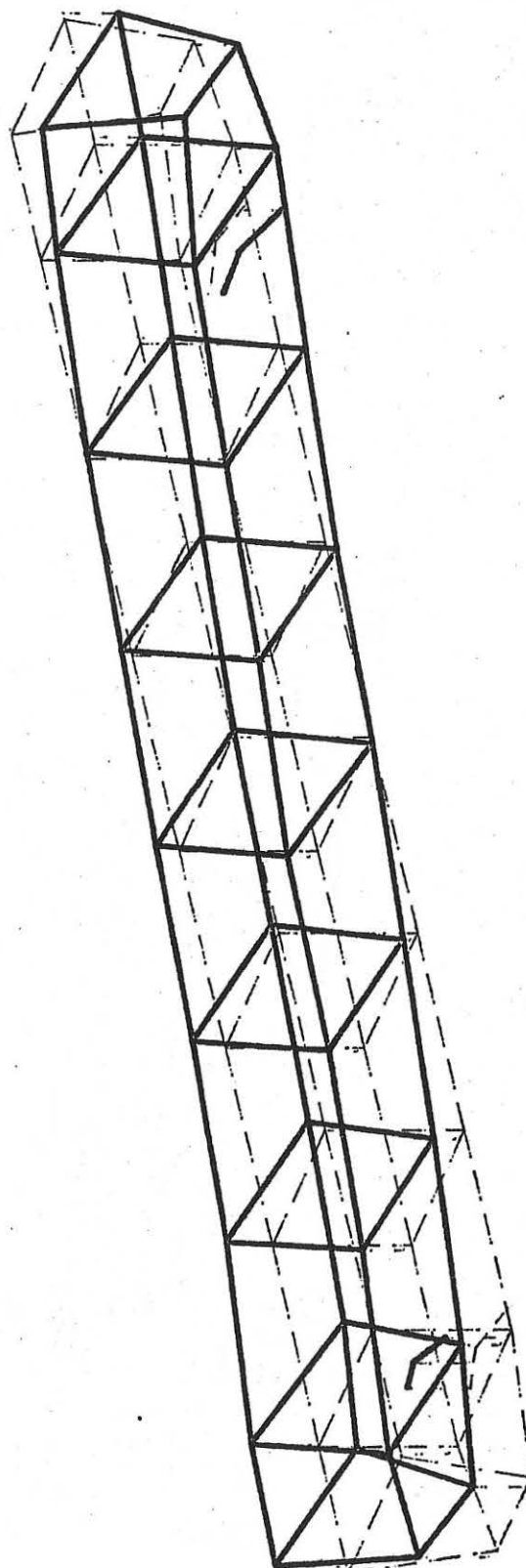


S-4

Frequenz: 1.778 Hz

Gen. Masse: 10796.0 kg cm²

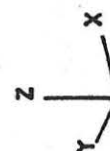


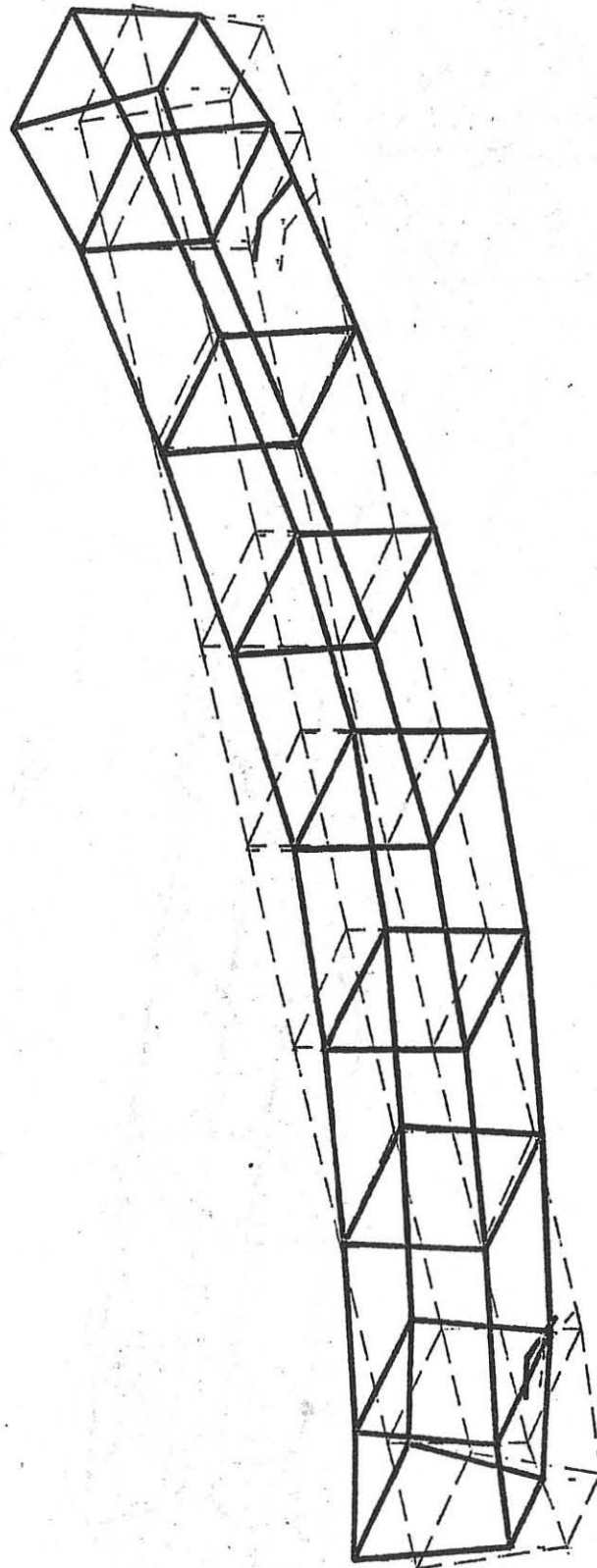


S-5

Frequenz: 2.136 Hz

Gen. Masse: 9180.0 kg cm²

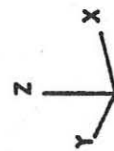


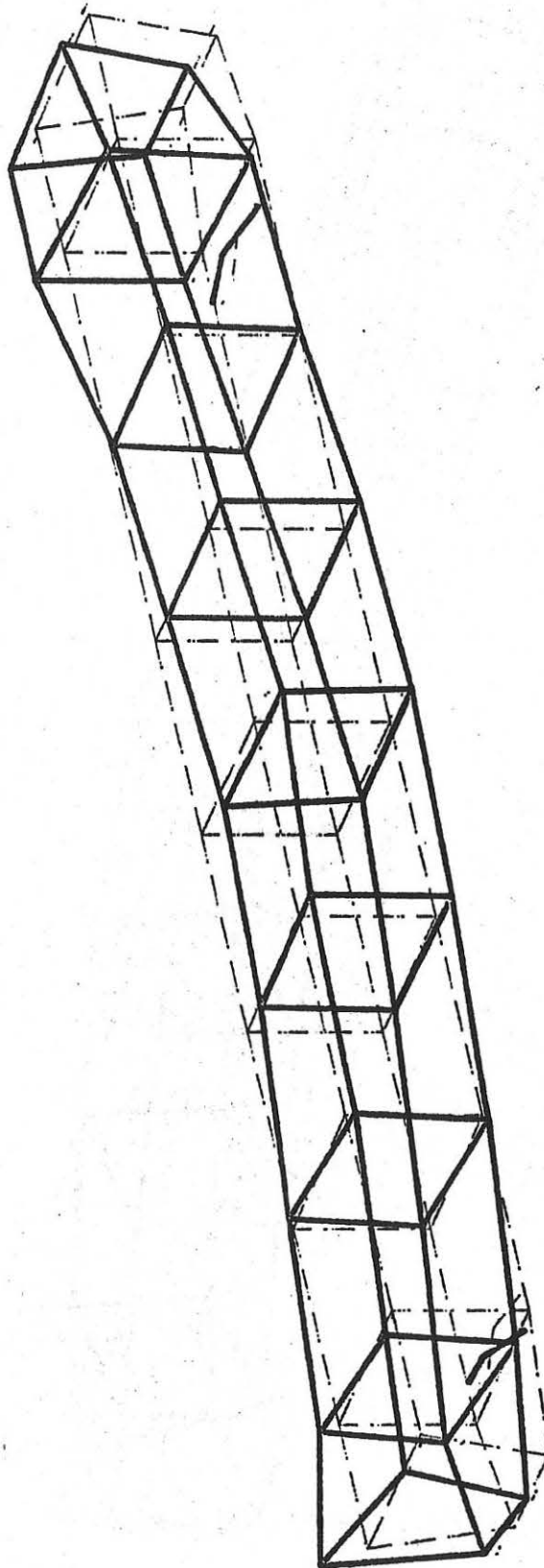


E-1

Frequenz: 8.451 Hz

Gen. Masse: 8205.0 kg cm²

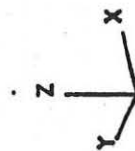


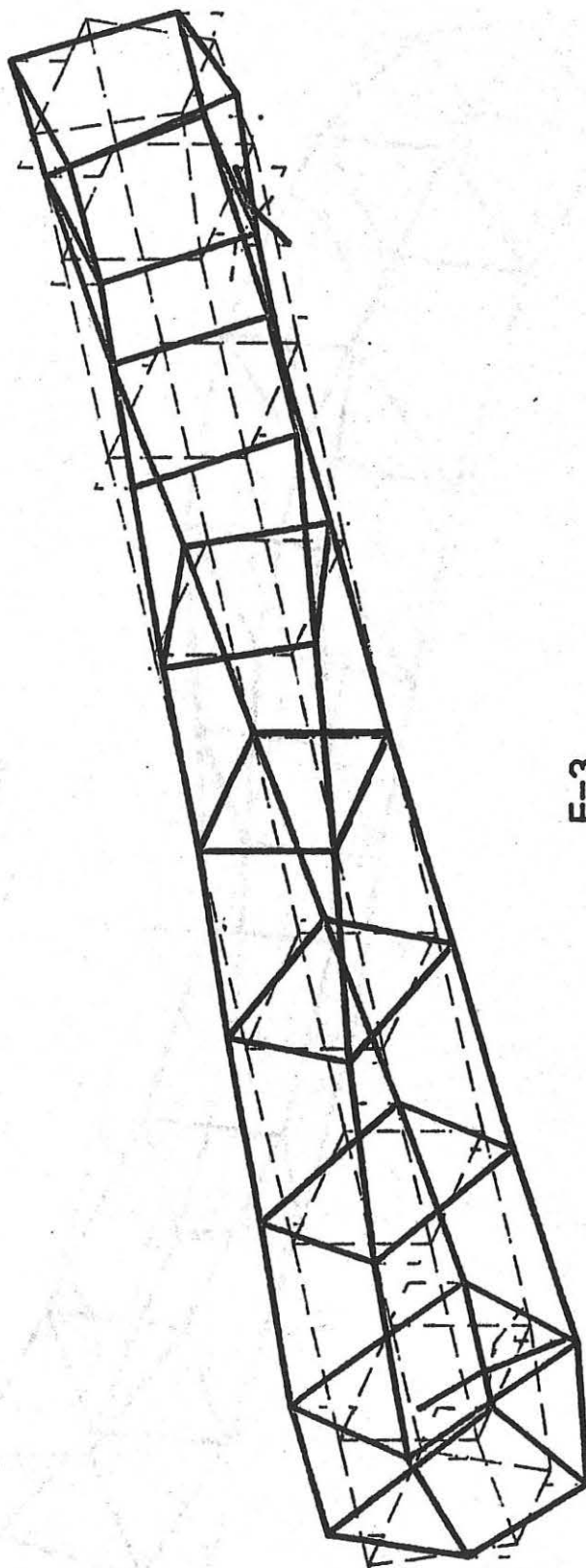


E-2

Frequenz: 9.867 Hz

Gen. Masse: 9274.0 kg cm²



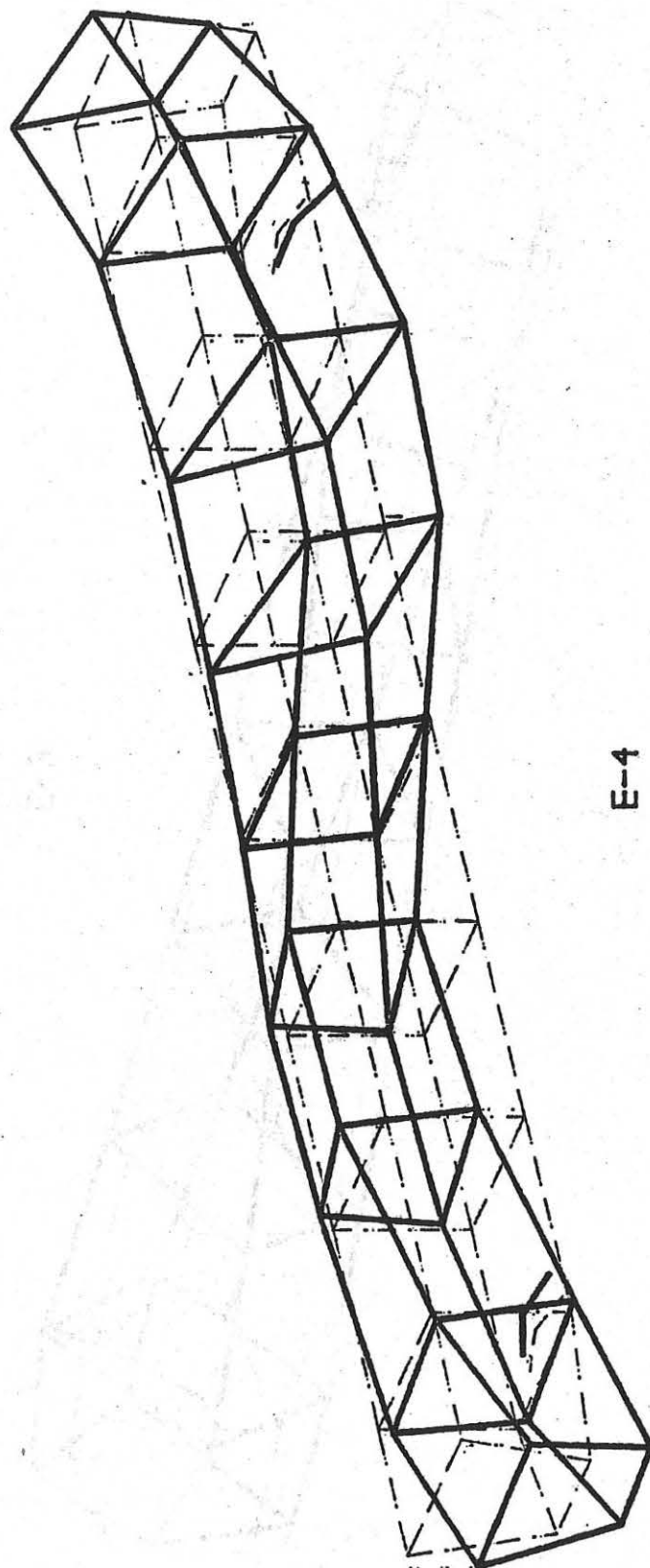


E-3

Frequenz: 13.672 Hz

Gen. Masse: 16180.0 kg cm²

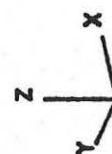


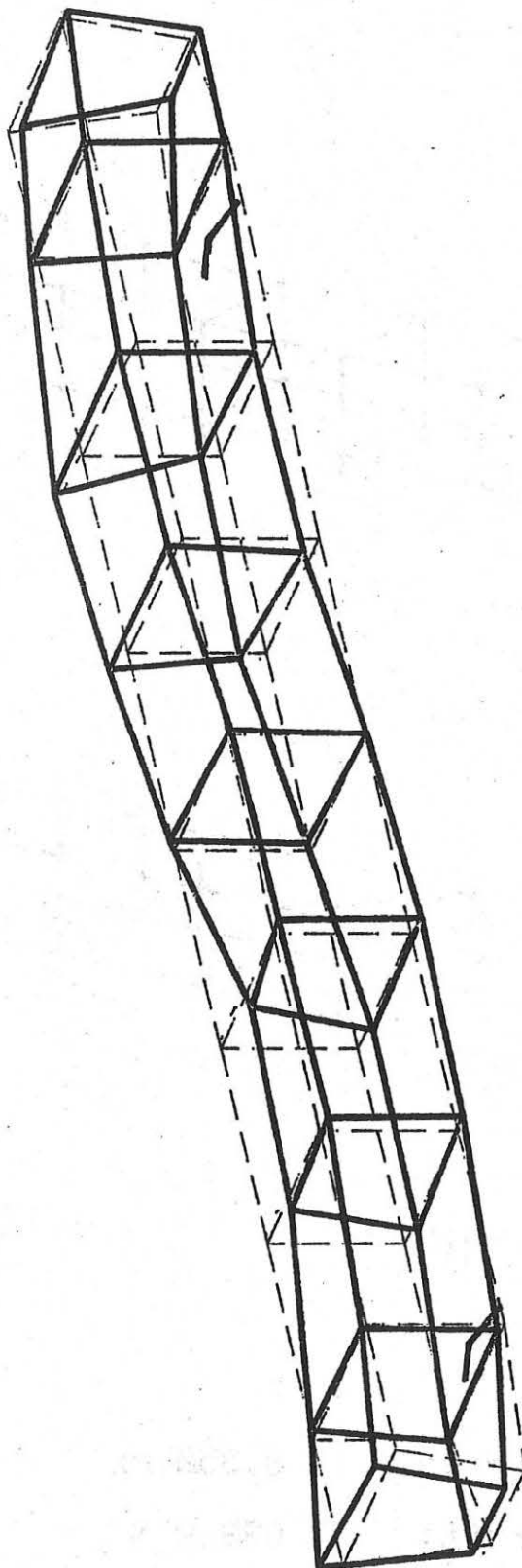


E-4

Frequenz: 17.189 Hz

Gen. Masse: 10264.0 kg cm²

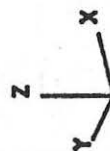


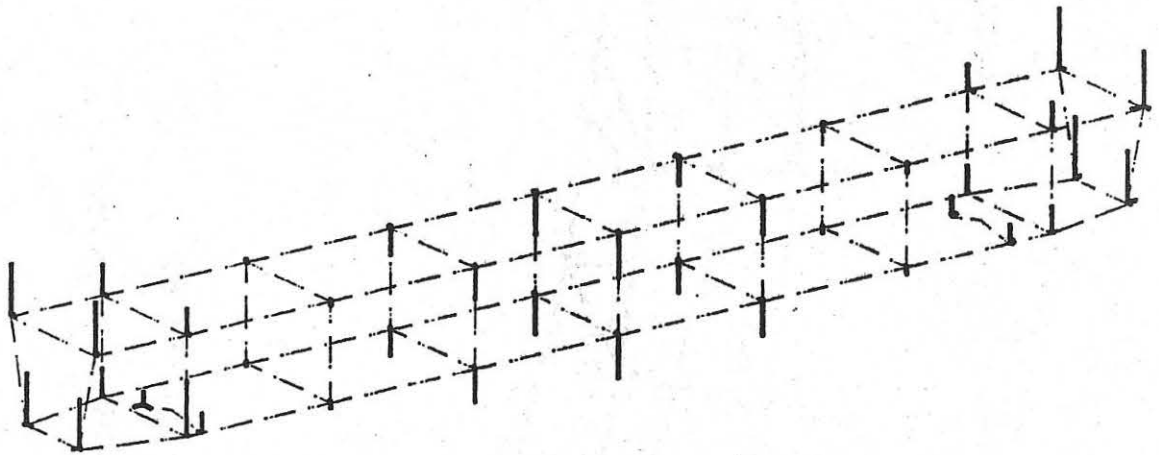


E-5

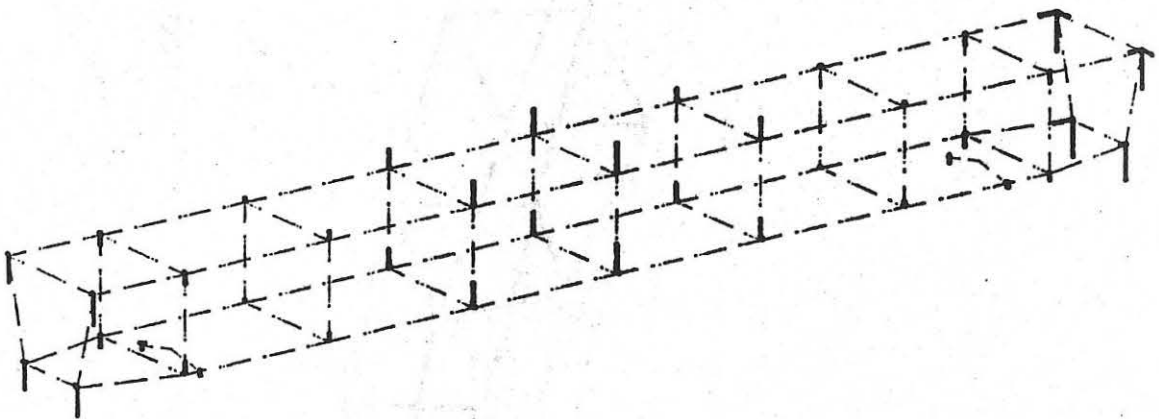
Frequenz: 19.463 Hz

Gen. Masse: 3527.0 kg cm²

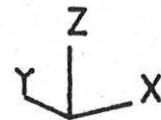




Realteile



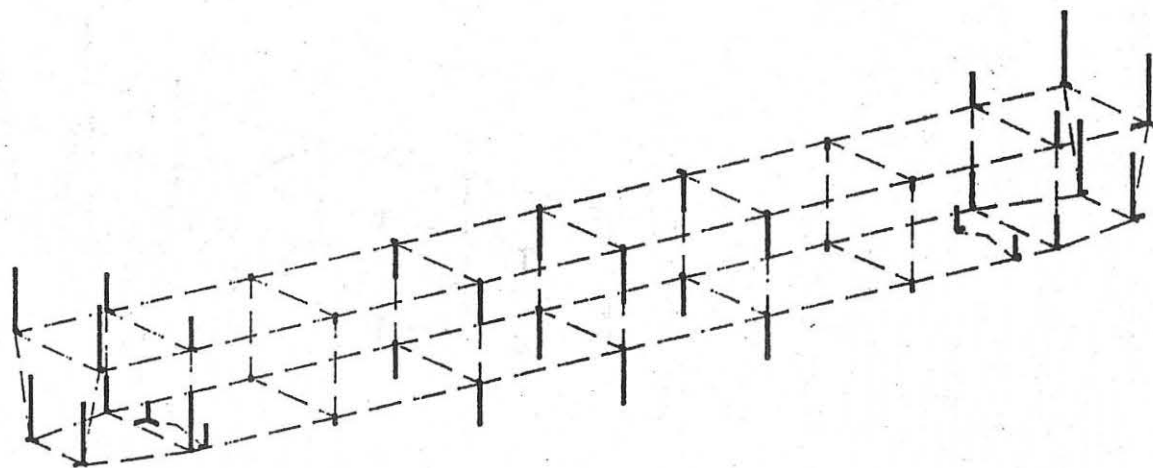
Imaginaerteile



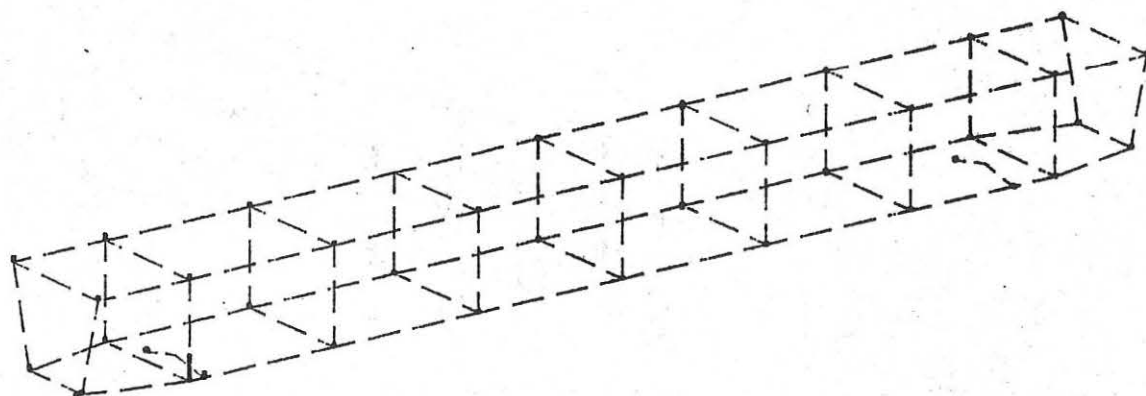
E-1/R1 Freq.: 8.350 Hz

Erregerkraft: 636.0 N

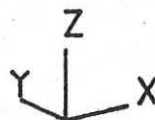
Phasenkriterium: 489.0



Realteile



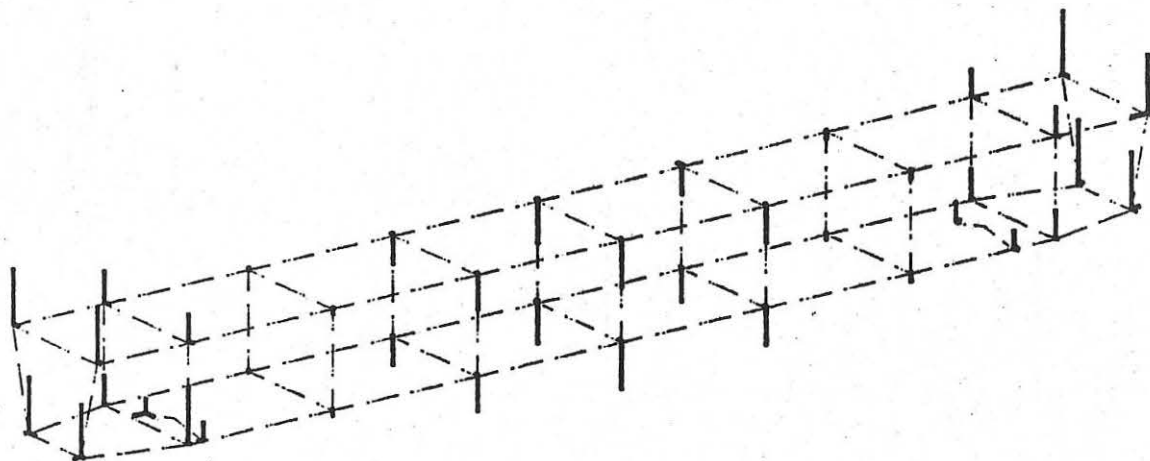
Imaginaerteile



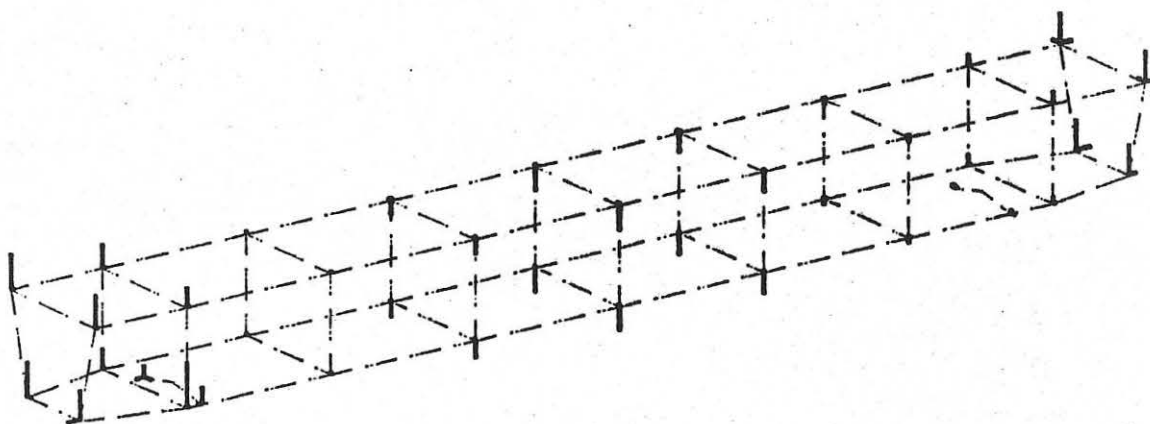
E-1/R2 · Freq.: 8.433 Hz

Erregerkraft: 631.0 N

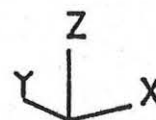
Phasenkriterium: 932.0



Realteile



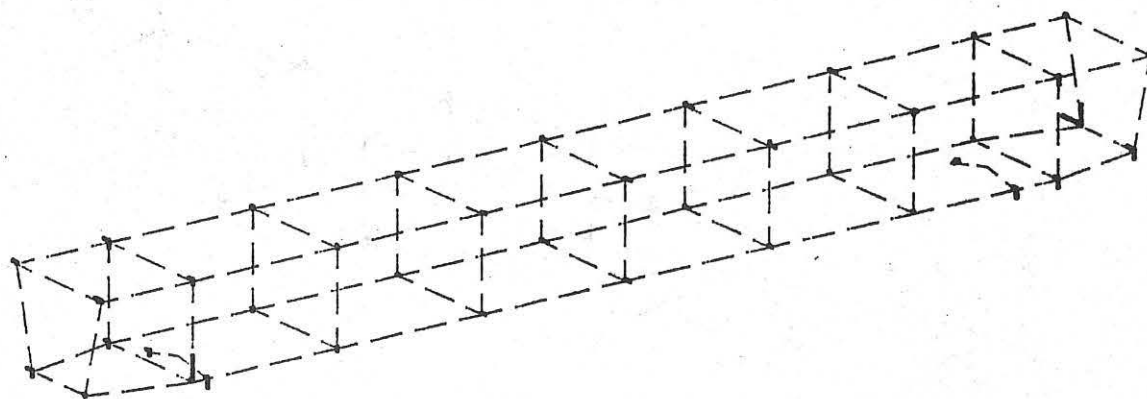
Imaginaerteile



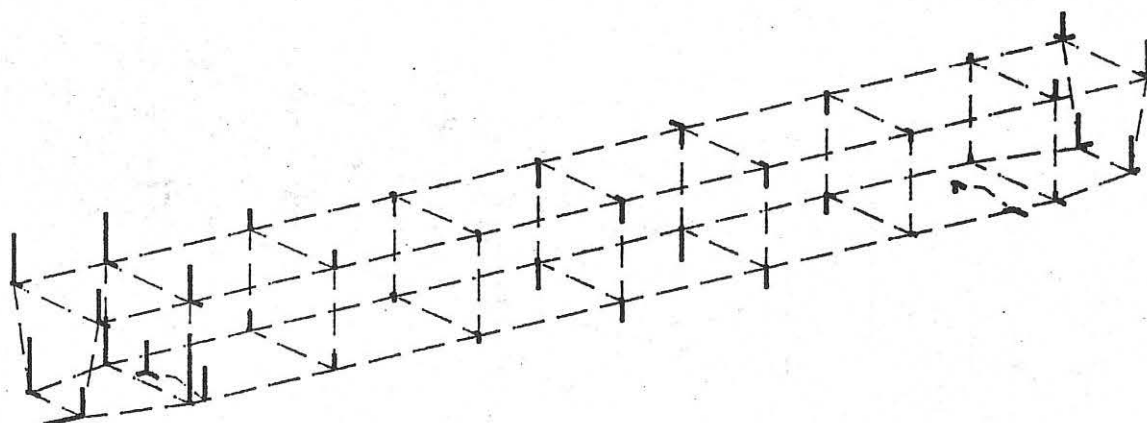
E-1/R3 Freq.: 8.538 Hz

Erregerkraft: 633.0 N

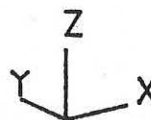
Phasenkriterium: 507.0



Realteile



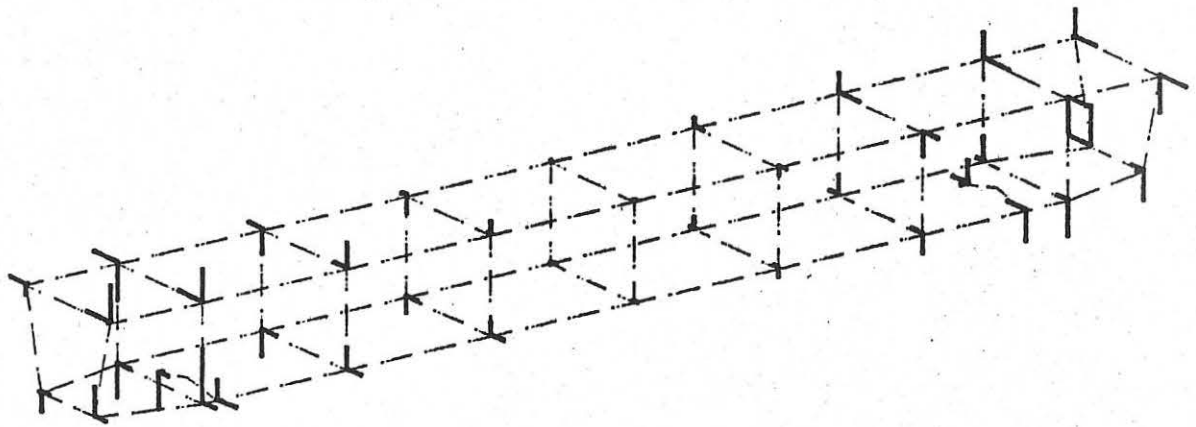
Imaginaerteile



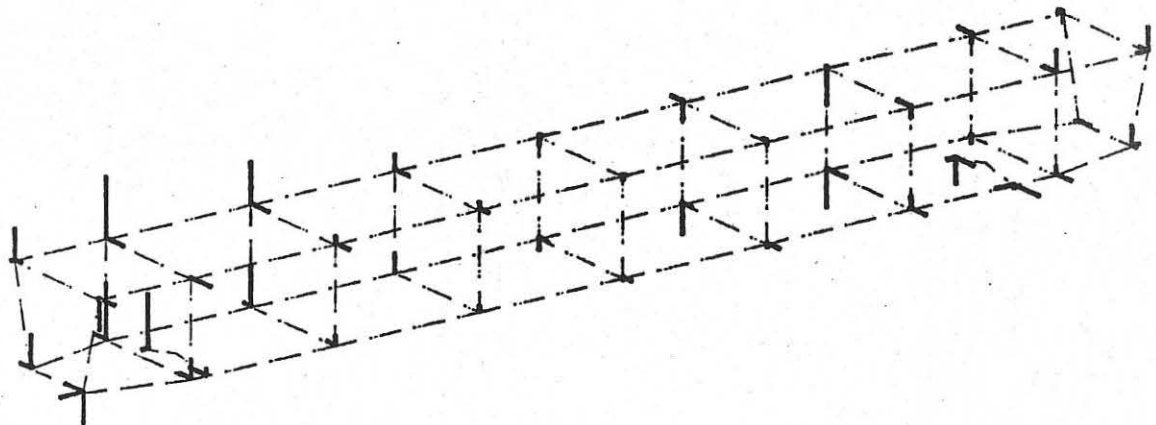
E-2/R · Freq.: 10.498 Hz

Erregerkraft: 642.0 N

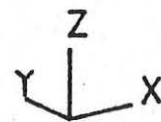
Phasenkriterium: 73.0



Realteile



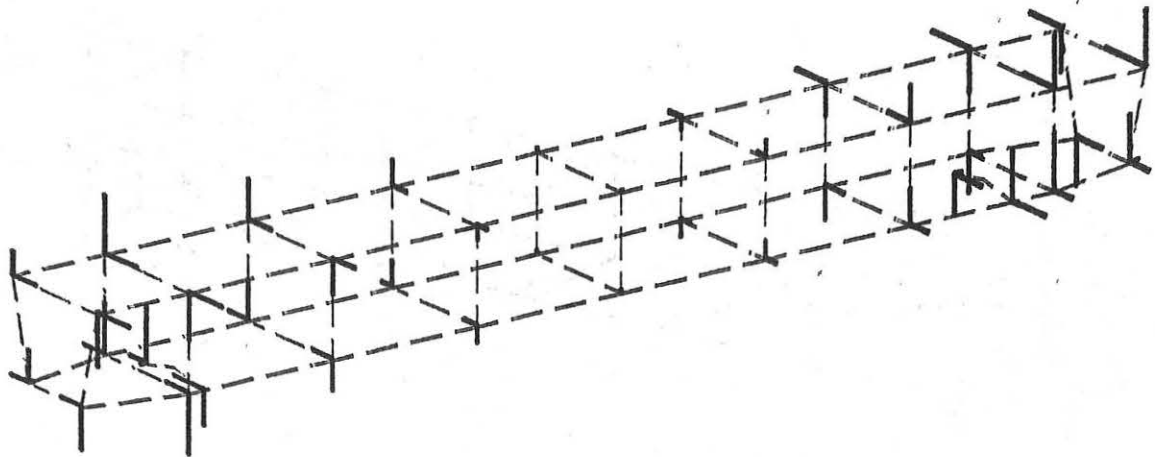
Imaginaerteile



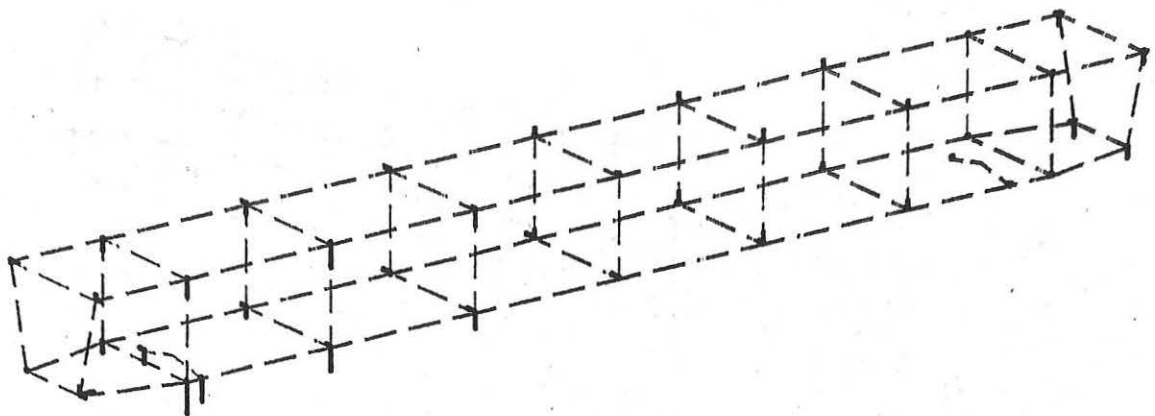
E-3/R1 Freq.: 13.275 Hz

Erregerkraft: 891.0 N

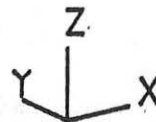
Phasenkriterium: 366.0



Realteile



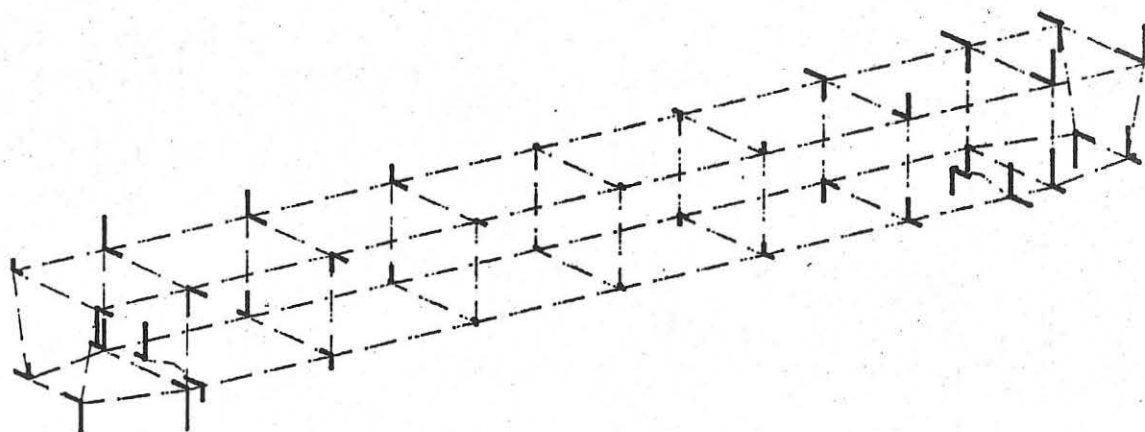
Imaginaerteile



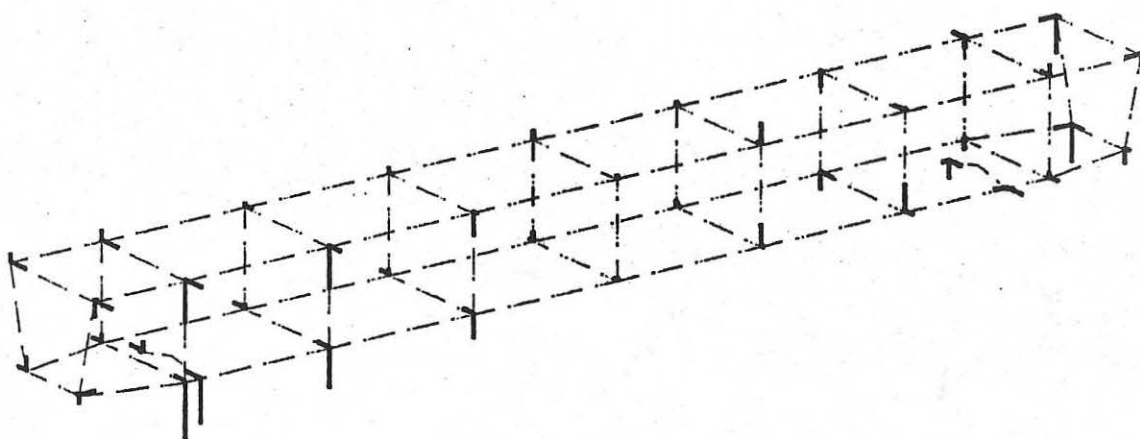
E-3/R2 . Freq.: 13.746 Hz

Erregerkraft: 901.0 N

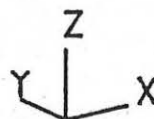
Phasenkriterium: 812.0



Realteile



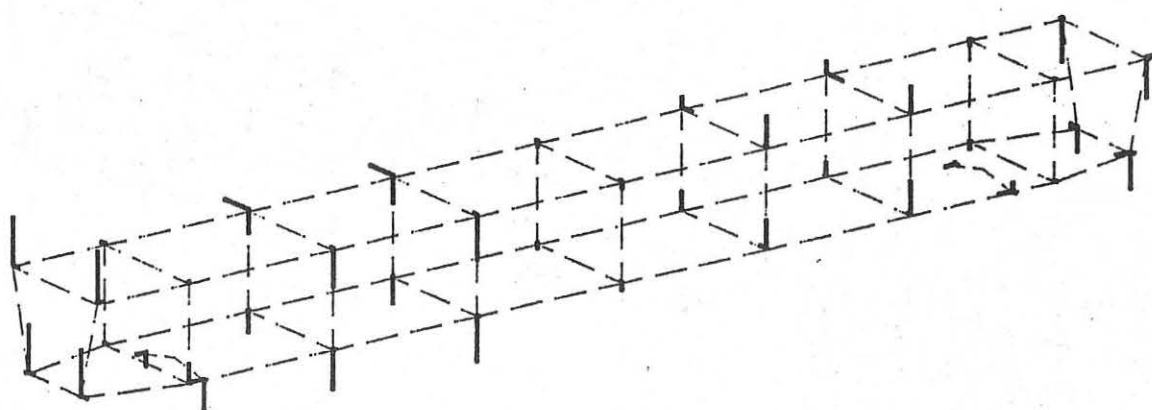
Imaginaerteile



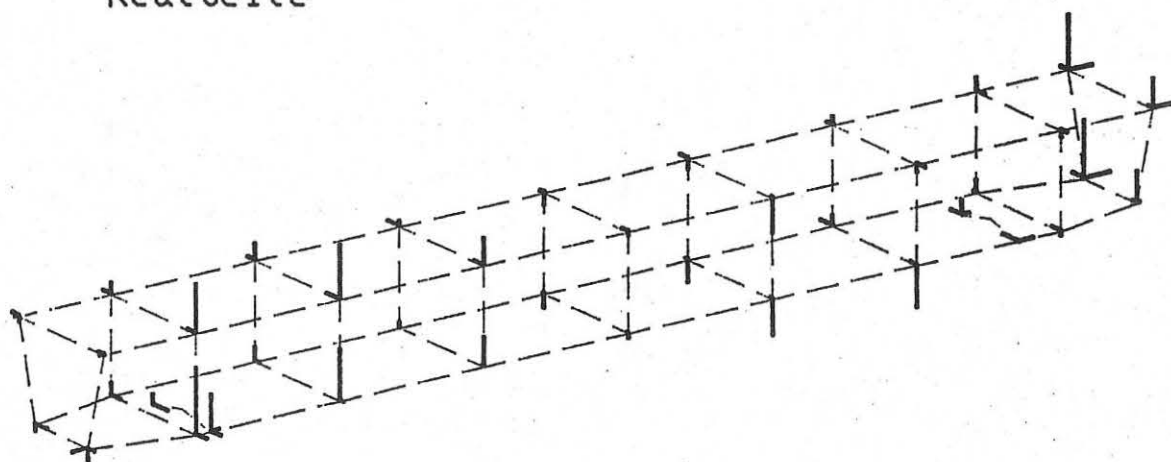
E-3/R3 · Freq.: 14.221 Hz

Erregerkraft: 900.0 N

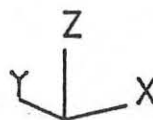
Phasenkriterium: 421.0



Realteile



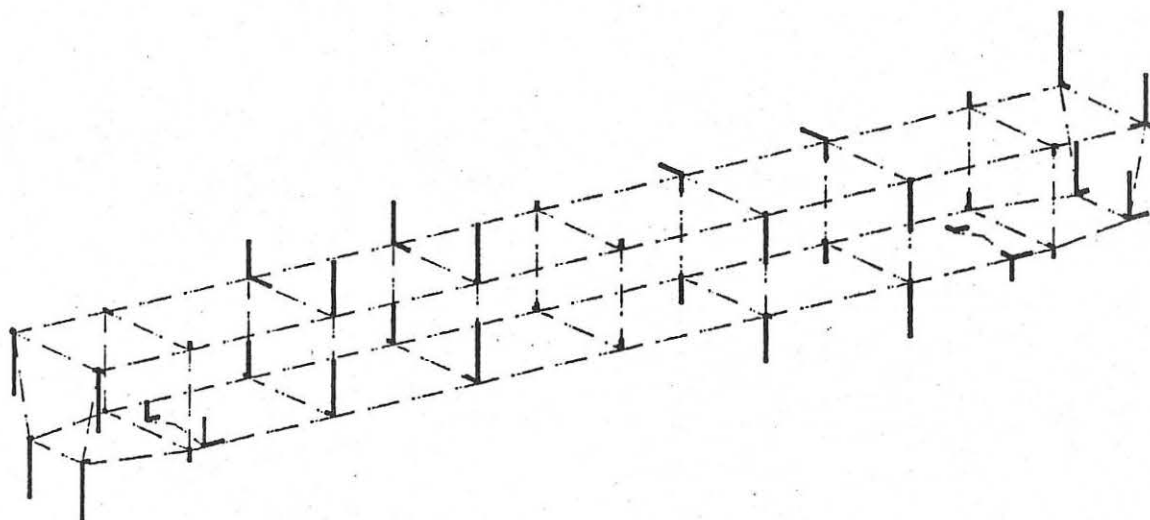
Imaginaerteile



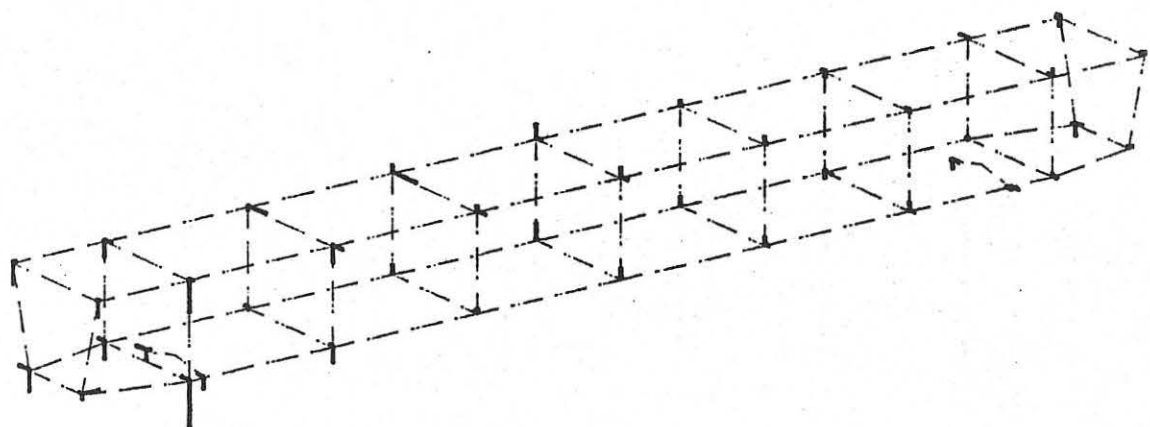
E-4/R1 · Freq.: 16.419 Hz

Erregerkraft: 893.0 N

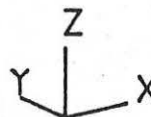
Phasenkriterium: 335.0



Realteile



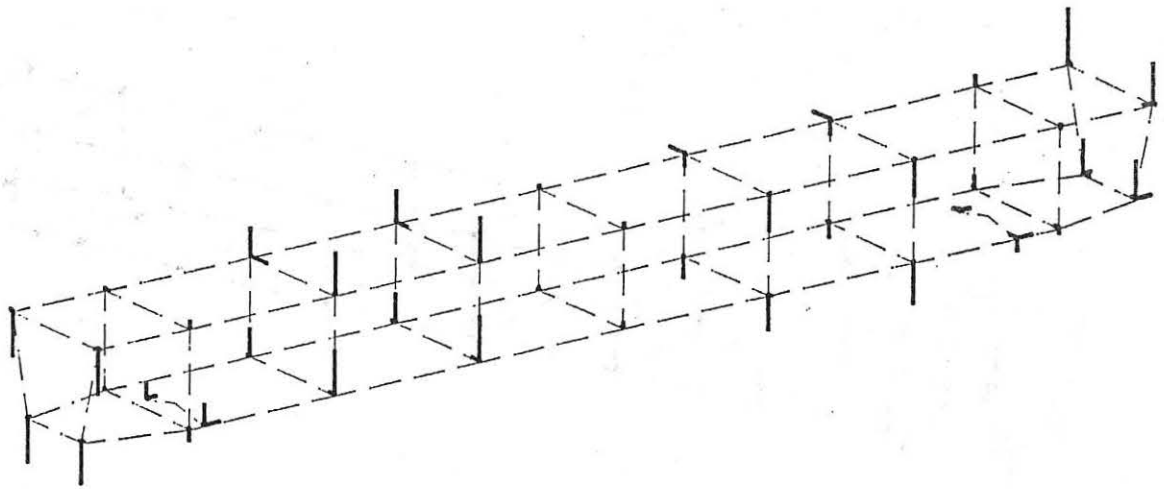
Imaginaerteile



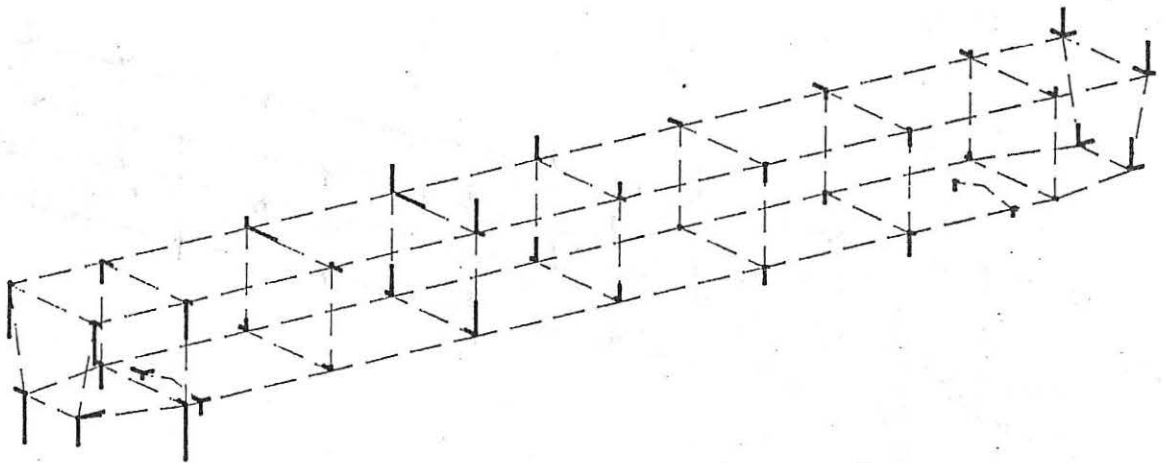
E-4/R2 · Freq.: 17.076 Hz

Erregerkraft: 894.0 N

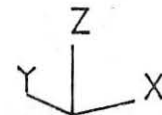
Phasenkriterium: 693.0



Realteile



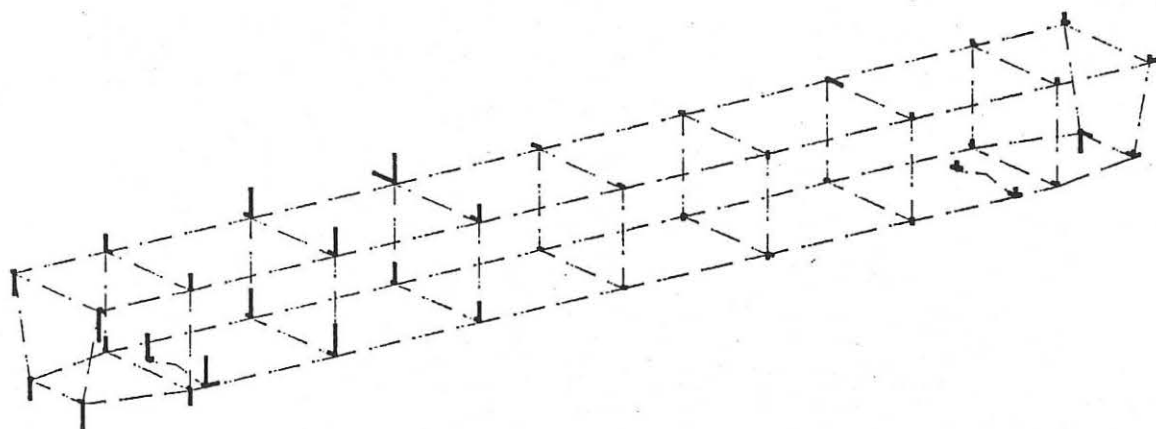
Imaginaerteile



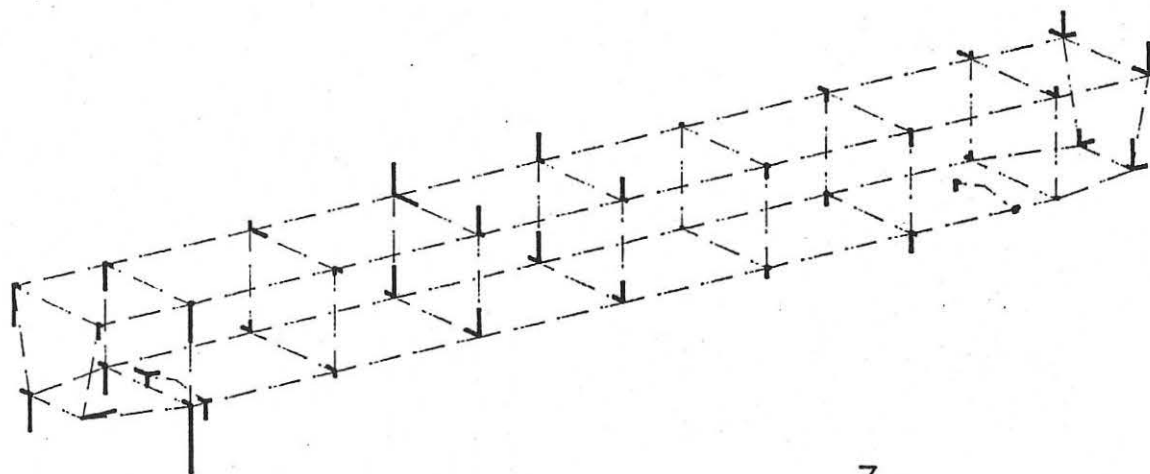
E-4/R3. Freq.: 17.613 Hz

Erregerkraft: 894.0 N

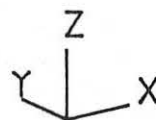
Phasenkriterium: 355.0



Realteile



Imaginaerteile



E-5/R Freq.: 19.722 Hz

Erregerkraft: 487.0 N

Phasenkriterium: 220.0

III. RECHNER-SIMULATION DES DYNAMISCHEN VERHALTENS EINES REISEZUG- WAGENS

Bei der Erstellung eines Datensatzes für ein Mehrkörpersystem erhebt sich immer wieder die Frage nach Daten, die es ermöglichen, trotz aller Idealisierung und Abstrahierung realitätsbezogene Ergebnisse zu bekommen. Die Beschaffung solcher Daten für starre Körper ist nicht immer leicht, für elastische Körper jedoch ist man in vielen Fällen gezwungen, mit Annahmen zu leben. Für die Ergebnisse wagt man dann nicht zu garantieren. Hat man für einen elastischen Körper eine vermessene Struktur, so kann man den Ergebnissen in viel höherem Maße trauen. Dies war der Grund, weshalb man sich bei der Festlegung der Aufgaben innerhalb des Vorhabens ZFF II dazu entschloß, Daten für das elastische Verhalten einer Wagenzelle aus strukturdynamischen-Messungen zu beschaffen. Damit wollte man der Hauptaufgabe des Vorhabens, der Erstellung eines umfangreichen Rechenprogramms für Auslegungsrechnungen und dynamische Gesamtsimulationen, möglichst realistische Eingabedaten sichern.

Dieser Beitrag schildert die Erfahrungen, die beim Einbau dieser Daten in das Programm gemacht wurden und gibt einen Überblick über den aktuellen Stand der Ergebnisse der ersten Gesamtsimulationen am stehenden Fahrzeug.

1. Das Programm MEDUSA

MEDUSA steht für Mehrkörper-Dynamik Und SystemAnalyse. MEDUSA wurde im Rahmen des Vorhabens Zusammenwirken von Fahrzeug und Fahrweg, kurz ZFF, entwickelt. Mit MEDUSA sollen Auslegungsrechnungen moderner Rad-Schiene-Fahrzeuge durchgeführt werden. Das Anwendungsspektrum läßt sich aber auch auf andere Bereiche, wie Kraftfahrzeugtechnik, komplexe Maschinenanlagen und allgemeine mechanische Systeme, erweitern. MEDUSA basiert auf einem linearen Mehrkörperformalismus, d. h. es werden kleine Relativbewegungen der einzelnen Körper untereinander vorausgesetzt. Das Programm läßt eine große kinematisch geführte Bewegung eines Referenzsystems zu. Bestandteil des Programms ist eine Bibliothek von Koppellementen mit linearer und nichtlinearer Charakteristik. MEDUSA arbeitet interaktiv, d. h. der Benutzer steht für Dateneingabe, Generieren der Systemmatrizen, Lösen und Auswerten der

Bewegungsgleichungen mit dem Rechner im Dialog (siehe Bild 1 und 2). Für nähere Information wird der Leser auf [1], [2], [3] und [4] verwiesen.

2. Modell eines Reisezugwagens zur Erstellung eines Eingabedaten-systems für MEDUSA

Das Abstraktionsmodell für den Mehrkörperformalismus besteht aus insgesamt 13 Körpern. Davon entfallen je 6 Körper auf die beiden Drehgestelle,

- Drehgestellrahmen,
- 2 Radsätze,
- 2 Wiegenträger,
- Wiege,

der 13. Körper ist der Wagenkasten (siehe Bild 3 bis 5). Die Körper der Drehgestelle sind starre Körper. Elastizitäten in den Drehgestellen werden von Koppellementen übernommen. Der Wagenkasten ist als elastischer Körper modelliert. Die das elastische Verhalten konstituierenden Daten können auf zweierlei Art beschafft werden:

- aus Standschwingungsversuchen,
- aus FE-Rechnungen.

Es werden benötigt:

- die modalen Massen,
- die modalen Steifigkeiten,
- die modalen Dämpfungen,
- die Eigenformen in den Verbindungsknoten.

Werden die modalen Massen beim Standschwingungsversuch nicht ermittelt, so werden die dem Versuch zugrundegelegten modalen Massen verwendet.

Bei FE-Rechnungen können bei einer vollständigen modalen Transformation, also einschließlich aller Starrkörperfreiheitsgrade, auch die physikalischen Massen, Trägheitsmomente und Schwerpunktlagen gewonnen werden. Voraussetzung dafür ist, daß das FE-Modell keinen äußeren Zwängen, etwa durch Auflager, unterworfen ist. Da die FE-Programme keine Modaltransformation ausführen, müssen die FE-Matrizen durch einen Zwischenprozessor in Modalmatrizen transformiert werden, sodaß sie vom MKS-Programm weiterverarbeitet werden können.

3. Simulation elastischer Körper mit MEDUSA

Als Ergebnis einer Gesamtsimulation erhält man die Verformungen des elastischen Körpers bezogen auf dessen Schwerpunkt.

Sei n_r die Anzahl der Starrkörperfrieheitsgrade und n_q die Anzahl der elastischen Freiheitsgrade, so ist die Ergebnismatrix eine $(n_r + n_q) \times 1$ -Matrix. Interessiert man sich jetzt für die Verformungen in allen anderen Punkten der Struktur, so gehen diese aus einer vollständigen Modaltransformation in diese Punkte hervor. Wir setzen im folgenden voraus, daß die Verformungen in 6 Freiheitsgraden betrachtet werden.

Es sei

- \underline{u}^s die $(6 + n_q) \times 1$ -Matrix der Verformungen, bezogen auf den Schwerpunkt,
- \underline{E} die 3×3 -Einheitsmatrix
- \underline{O} die 3×3 -Nullmatrix
- \underline{c}^a die 3×1 -Matrix der Punktkoordinaten des a-ten Punktes der elastischen Struktur, bezogen auf den Schwerpunkt als Koordinatenursprung,
- $\underline{\phi}_{n_q}^a$ die $6 \times n_q$ -Matrix der n_q Eigenformkomponenten im jeweils a-ten Punkt
- \underline{s}^a die vollständige $6 \times (6 + n_q)$ -Modalmatrix des Punktes a

Damit ergibt sich die Modalmatrix:

$$\underline{s}^a = \begin{bmatrix} \underline{E} & -\underline{c}^a \\ \underline{O} & \underline{\phi}_{n_q}^a \end{bmatrix}$$

Man erhält die Verformung im Punkt a aus

$$\underline{u}^a = \underline{s}^a \underline{u}^s$$

4. Angepaßtes FE-Modell

Anhand der Versuchsergebnisse wurde versucht, ein FE-Modell zu entwerfen, das in seinen elastischen Eigenschaften dem Versuchsobjekt möglichst nahe kommt. Der Modellentwurf wurde mit Hilfe des Programmsystems ASKA durchgeführt.

Bei den Entwurfsarbeiten stellte sich heraus, daß eine weitgehend naturgetreue Nachbildung eines Wagenkastens mit allen Türen,

Fenstern, Innenausbauten und Dachrundungen sehr schnell zu Größenordnungen führt, die das Modell nur noch unter erschwer-ten Bedingungen handhabbar machen. Bei etwa 750 Knoten kommt man auf rund 4500 Freiheitsgrade. Damit stößt man bei den Pro-grammen und den Rechnern auf Dimensionsprobleme und die Rechen-zeiten wachsen erheblich an. Hinzu kommt noch, daß bei der Aus-wertung der Eigenvektoren das Erkennen der Eigenform sehr müh-selig wird.

Ein ganz einfaches und kompaktes Modell mit 38 Knoten und 226 Freiheitsgraden erwies sich als ausreichend leistungsfähig für ein Simulationsmodell. Das Modell wurde aufgebaut aus QUAD4- und TRIB3-Elementen (siehe Bild 6)

Die Elemente sind in 5 Elementgruppen zusammengefaßt:

- Bodengruppe, 2 Platten aus je 8 QUAD4-Elementen
- Seitenwände, 2 Platten aus je 8 QUAD4-Elementen
- Dach, 1 Platte aus 8 QUAD4-Elementen
- Zwischenwände, 7 Platten aus je 1 QUAD4-Element
- Drehzapfenträger, 2 Platten aus je 4 TRIB3-Elementen

In der Bodengruppe sind die beiden Bodenplatten und die Dreh-zapfenplatten überlagert. Die Zwischenwände steifen wie Abteil-wände das Modell aus. Die beiden Stirnseiten sind offen.

Die Abmessungen entsprechen denen des Versuchsobjekts, die Knoten haben die gleichen Koordinaten wie die Meßpunkte.

Durch Variation der Elementdicken, der Elementdichten und der Elementsteifigkeiten wurde versucht, die elastischen Daten des FE-Modells an die des Versuchsobjekts anzunähern.

Nachstehend sind die Daten des FE-Modells und die des Ver-suchsobjekts einander gegenübergestellt:

	FE-Modell	Versuchsobjekt
Masse	$2.41007 \cdot 10^4 \text{ kg}$	$2.3320 \cdot 10^4 \text{ kg}$
Trägheitsmoment I_x	$3.93341 \cdot 10^4 \text{ kgm}^2$	$5.0 \cdot 10^4 \text{ kgm}^{21)}$
Trägheitsmoment I_y	$1.31295 \cdot 10^6 \text{ kgm}^2$	$1.0 \cdot 10^6 \text{ kgm}^{21)}$
Trägheitsmoment I_z	$1.31516 \cdot 10^6 \text{ kgm}^2$	$1.0 \cdot 10^6 \text{ kgm}^{21)}$

1) In Ermangelung genauerer Daten.

Modale Massen [kgm^2]

	FE-Modell	Versuchsobjekt
1. Vertikalbiegung	$6.85750 \cdot 10^3$	$7.749 \cdot 10^3$
1. Horizontalbiegung	$2.49593 \cdot 10^3$	$9.146 \cdot 10^3$
1. Torsion	$2.866670 \cdot 10^3$	$12.758 \cdot 10^3$
2. Vertikalbiegung	$6.09782 \cdot 10^3$	$9.468 \cdot 10^3$
2. Horizontalbiegung	$4.28147 \cdot 10^3$	$3.317 \cdot 10^3$

Modale Steifigkeiten [$\frac{\text{kgm}}{\text{sec}^2}$]

1. Vertikalbiegung	$1.94398 \cdot 10^7$	$2.18433 \cdot 10^7$
1. Horizontalbiegung	$1.04341 \cdot 10^7$	$3.51743 \cdot 10^7$
1. Torsion	$2.75175 \cdot 10^7$	$9.41195 \cdot 10^7$
2. Vertikalbiegung	$9.25019 \cdot 10^7$	$1.10451 \cdot 10^8$
2. Horizontalbiegung	$1.30545 \cdot 10^8$	$4.95896 \cdot 10^7$

Modale Dämpfungen [$\frac{\text{kgm}}{\text{sec}}$]

1. Vertikalbiegung	$2.5 \cdot 10^{4^2)}$	$1.83296 \cdot 10^4$
1. Horizontalbiegung	$6.0 \cdot 10^{4^2)}$	$5.63700 \cdot 10^4$
1. Torsion	$2.5 \cdot 10^{5^2)}$	$2.52925 \cdot 10^5$
2. Vertikalbiegung	$2.5 \cdot 10^{5^2)}$	$1.94421 \cdot 10^5$
2. Horizontalbiegung	$7.0 \cdot 10^{4^2)}$	$6.94567 \cdot 10^4$

Eigenfrequenzen [$\frac{1}{\text{sec}}$]

1. Vertikalbiegung	53.24	53.09
1. Horizontalbiegung	64.66	62.02
1. Torsion	98.08	85.89
2. Vertikalbiegung	123.17	108.01
2. Horizontalbiegung	174.62	122.27

²⁾ Die modalen Dämpfungen wurden denen des Versuchsobjekts angeglichen.

Die Eigenfrequenzen und die Eigenvektoren wurden mit ASKA berechnet. Die Massen und Trägheitsmomente sowie die modalen Größen, außer der Dämpfung, wurden durch einen Zwischenprozessor mittels vollständiger Modaltransformation, also einschließlich der 6 Starrkörperfreiheitsgrade, ermittelt. Die FE-Systemmatrizen werden dort in Modalmatrizen umgewandelt, so wie sie von MEDUSA gebraucht werden.

5. Vergleich der Ergebnisse aus Messung und Rechnung

Der Response-Test wurde mit MEDUSA nachsimuliert. Dies geschah durch Zeitintegration der Bewegungsgleichungen mit einer sinusförmigen Kraftanregung auf der rechten Seite. Als Integrationsverfahren wurde ein Runge-Kutta-Merson-Verfahren 3. und 4. Ordnung mit Fehlerbegrenzung verwendet. Als Ergebnis erhält man zunächst die Beschleunigungsamplituden und die Phasenlagen relativ zur Anregung, bezogen auf den Schwerpunkt. Die daraus gewonnene Zerlegung in Real- und Imaginärteil wird mit Hilfe von Modalmatrizen in die einzelnen Knoten des Wagenkastens zurückgerechnet. (siehe Abschnitt 3). So erhält man Knoten für Knoten die drei Komponenten der Beschleunigung und kann so mit den Versuchsergebnissen vergleichen.

Es werden in MEDUSA eingegeben

- F die Erregerkraft,
- Ω die Anregungsfrequenz.

Angeregt wird dann mit der Rechten Seite der Dgl.

$$R = F \sin \Omega t$$

Damit erhält man die Verformungen in der Form

$$\underline{u}^S = \underline{C} \sin (\Omega t + \underline{\varphi})$$

mit

- \underline{C} der $(6 + n_q) \times 1$ Amplitudenmatrix
- $\underline{\varphi}$ der $(6 + n_q) \times 1$ Matrix der Phasenverschiebungswinkel

Die Beschleunigung folgt aus

$$\underline{\ddot{u}}^S = \Omega^2 \underline{u}^S$$

Bei Zerlegung von \underline{u}^S in

$$\underline{u}^S = \underline{C} \sin \varphi \cos \Omega(t) + \underline{C} \cos \varphi \sin \Omega t$$

gestatten also

- $\underline{C} \sin \varphi$ einen Vergleich mit den gemessenen Realteilen,
- $\underline{C} \cos \varphi$ einen Vergleich mit den gemessenen Imaginärteilen.

6. Erfahrungen bei den Koppelrechnungen

Bei den Koppelrechnungen wurden einmal die Eigenformen und modalen Größen aus dem Standschwingungsversuch in MEDUSA eingegeben und zum anderen die Eigenformen und modalen Größen der FE-Rechnung. MEDUSA koppelt dann alle Teile des Reisezugwagenmodells zusammen. Genau wie beim Response-Test wurde dann mit einer sinusförmig pulsierenden Kraft die gesamte Struktur angeregt. Das dynamische Zeitverhalten wurde durch Integrieren der Bewegungsgleichungen ermittelt.

Beim Zusammenbau des Reisezugwagenmodells ergaben sich in beiden Fällen, beim Wagenkasten aus Meßdaten und beim Wagenkasten aus FE-Daten, eine Verschiebung der Eigenfrequenzen.

- Versuchsmodell	Messung	MEDUSA
1. Vertikalbiegung	53.09	53.19
1. Horizontalbiegung	62.02	73.95
1. Torsion	85.89	93.96
2. Vertikalbiegung	108.01	108.13
2. Horizontalbiegung	122.27	122.28
- FE-Modell	ASKA	MEDUSA
1. Vertikalbiegung	53.24	53.95
1. Horizontalbiegung	64.66	76.08
1. Torsion	98.08	98.82
2. Vertikalbiegung	123.17	121.69
2. Horizontalbiegung	174.62	174.32

Die Verschiebungen sind nur erheblich bei der 1. Horizontalbiegung bei beiden Modellen und bei der 1. Torsion beim Versuchsmodell. Aber auch beim Response-Test schwang bei der 1. Horizontalbiegung die Struktur bis $\omega = 65.96$ sauber, der

Zusammenbau wirkte sich also auch beim Versuch auf die 1. Horizontalbiegung versteifend aus.

Lediglich 3 Verbindungsknoten stehen in MEDUSA als "Vermittler" der Eigenformen zur Verfügung. Es sind dies die beiden Drehzapfen als Verbindungsknoten zwischen Wiege und Wagenkasten und der Anregungsknoten. Besonders bei den Versuchsdaten ergaben sich Schwierigkeiten wegen der Unsymmetrie der Auslenkungen, sie verhinderten ein sauberes Einschwingen der einzelnen Formen bei der Rechnung. Natürlich war es möglich, durch Vergrößerung der Anregungskraft ein sauberes Einschwingen zu erzwingen, das Ziel der Rechnung war aber, mit den gleichen Kräften auszukommen wie beim Versuch. Mit einer Symmetrisierung der Eigenformen, ganz besonders der x-Komponenten, konnte Abhilfe geschaffen werden.

Bei der Rechnung stellt sich ferner heraus, daß mit nur 5 Eigenformen es nicht möglich war, die Ergebnisse des Response-Tests zu reproduzieren. Dieser Effekt konnte auch mit dem FE-Modell studiert werden. Die Rechnung mit nur 5 Eigenformen war vergleichbar der Rechnung mit den 5 Eigenformen des Versuchs. Die Erhöhung der Anzahl der Eigenformen auf 12 brachte eine erhebliche Verbesserung. Eine Rechnung mit mehr als 12 Eigenformen wurde noch nicht durchgeführt, wird aber angestrebt. Es gibt aber auch noch eine Unsicherheit: Die Bestimmung der modalen Dämpfungen für solche Eigenformen, die nicht gemessen wurden. Sie könnten bislang eigentlich nur nach Gutdünken festgesetzt werden. Die beim Versuch ermittelten modalen Dämpfungen sind allerdings auch noch mit einer Unsicherheit behaftet: Sie hängen noch ab von der Qualität der modalen Massen.

Welche Schlüsse lassen sich aus den Erfahrungen mit den Koppelrechnungen ziehen?

- Die Messungen von nur 5 Eigenformen reicht für eine Koppelrechnung nicht aus. Es hat sich in unserem Fall gezeigt, daß die Modellierung des elastischen Körpers Wagenkasten mit dem aus dem Versuch gewonnenen Daten nicht sinnvoll ist. Erst wenn wesentlich mehr Formen gemessen worden sind, kann ein befriedigendes Modell aus Versuchsdaten zusammengesetzt werden.

- Es empfiehlt sich, die gemessenen Eigenformen vor der Eingabe in das Mehrkörpersystem zu idealisieren und zu glätten. Nur so wird ein sauberes Einschwingen aller Eigenformen bei der Rechnung sichergestellt.
- Wird ein elastischer Körper eines Mehrkörpersystems aus FE-Daten aufgebaut, so sind Meßdaten eine wertvolle Hilfe zum Vergleich und ermöglichen sinnvolle Korrekturen. Für ein solches Vorgehen genügt es, wenige Eigenformen zu messen. In diesem Falle sollte aber mit einem Response-Test das wirkliche Verhalten der Struktur festgehalten werden. Das FE-Modell läßt sich dann anpassen. Muß bei Entwurfsarbeiten zunächst von Annahmen ausgegangen werden, so ist es sinnvoll, in einem späteren Stadium die Struktur zu vermessen, um die Annahmen zu bestätigen oder zu korrigieren.

7. Schlußbemerkung

Die Frage nach elastischen Daten für eine möglichst wirklichkeitsgetreue dynamische Simulation eines Rad-Schiene-Fahrzeugs führte im Rahmen des Vorhabens ZFF II zur Formulierung eines Arbeitspakets "Experimentell-rechnerische Modellierung elastischer Strukturen". Das Ziel war also, Rechenmodelle anhand von Versuchen auf ihren Realitätsgehalt zu überprüfen und ihnen Daten zu liefern, die aufgrund ihrer Herkunft aus Messungen möglichst wirklichkeitsgetreu sind. Außerdem sollten die Versuchsergebnisse den Rechenmodellen eine Anpassung an das wirkliche Verhalten ermöglichen. Ein ausgedienter Reisezugwagen bot sich als realistisches Versuchsobjekt an. In der Tat war dieser Versuch für alle Beteiligten äußerst hilfreich, wenngleich der alte Reisezugwagen sich bei den Messungen zuweilen als etwas störrisch erwies und keineswegs einfach zu vermessen war. Die Daten, die er lieferte ermöglichen

- das FE-Modell, das zur Vorberechnung nötig war, zu verbessern und anzupassen,
- das FE-Modell, das die Daten für MEDUSA liefern soll, von vornherein auf die Versuchsergebnisse abzustimmen.

Die Hoffnung, mit den Versuchsdaten selbst rechnen zu können, hat sich nicht ganz erfüllt, weil wie sich herausstellte, noch wesentlich mehr nötig gewesen wären. Die wenigen Daten jedoch,

die bei der Messung gewonnen wurden, geben mehr Sicherheit in der Beurteilung der elastischen Daten, die für die dynamische Simulation notwendig sind.

Literatur

- [1] Wallrapp, O.; Kortüm, W.: MEDUSA - ein Mehrkörperprogramm zur Analyse und Auslegung der Dynamik von spurgeführten Fahrzeugen. VDI-Berichte Nr. 510, 1984

- [2] Schuster, W.; Wallrapp, O.: DV-Konzept eines interaktiven integrierten Programms zur Simulation mechanischer Systeme, 1. Symposium Simulationstechnik, Erlangen, April 1982, Proceedings IFB 52, Springer-Verlag, S. 456 - 474.

- [3] Kik, W.; Steinborn, H.: Führ- und Störverhalten - Ermittlung statischer und quasistatischer Gleichgewichtslagen, VDI-Berichte Nr. 510, 1984.

- [4] Duffek, W.; Jaschinski, A.: Simulation des dynamischen Bogenlaufs von Rad/Schiene-Fahrzeugen mit dem Mehrkörperprogramm MEDUSA, VDI-Berichte Nr. 510, 1984.

- [5] Fischer, B.: Graphische Darstellung der Ergebnisse der Eigenschwingsrechnungen an einer Reisezugwagenzelle. B 099 006 - EDS - 031, MAN-NT Interner Bericht, 1982.

- [6] Conrad, P.; Simm, H.-J.: Strukturdynamische Versuche an Reisezug-Wagenkasten, DFVLR IB 232-83 C07, Interner Bericht, 1983

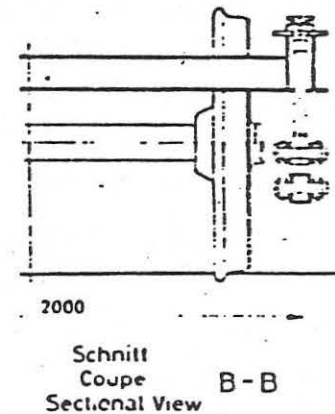
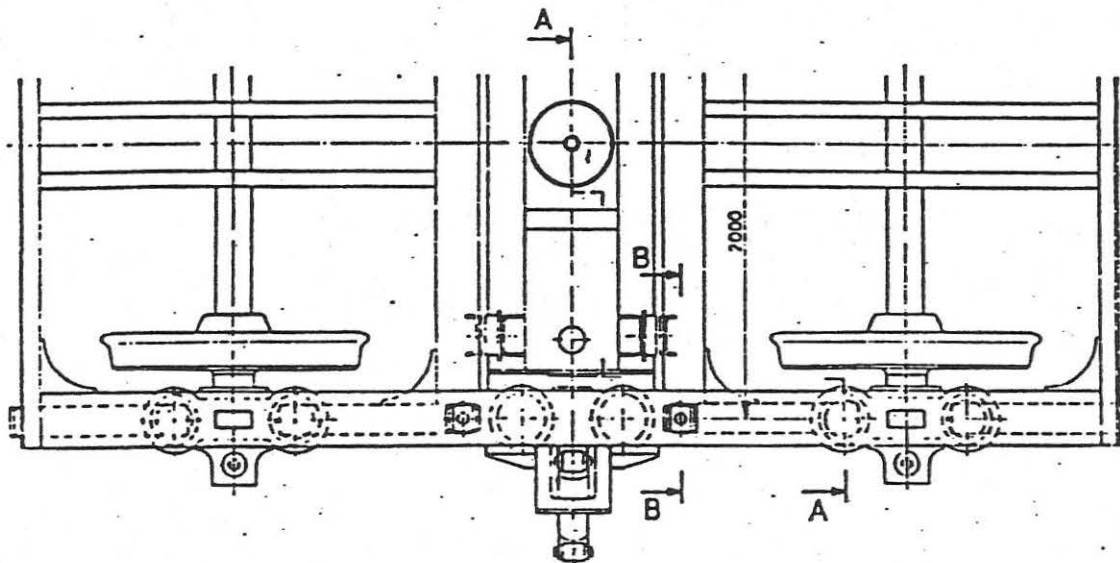
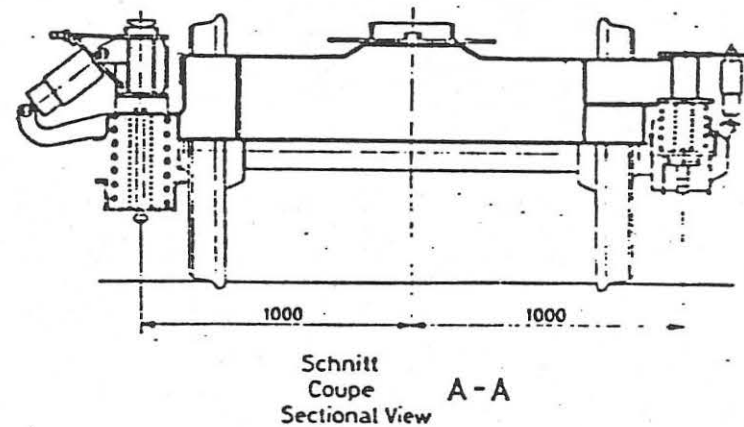
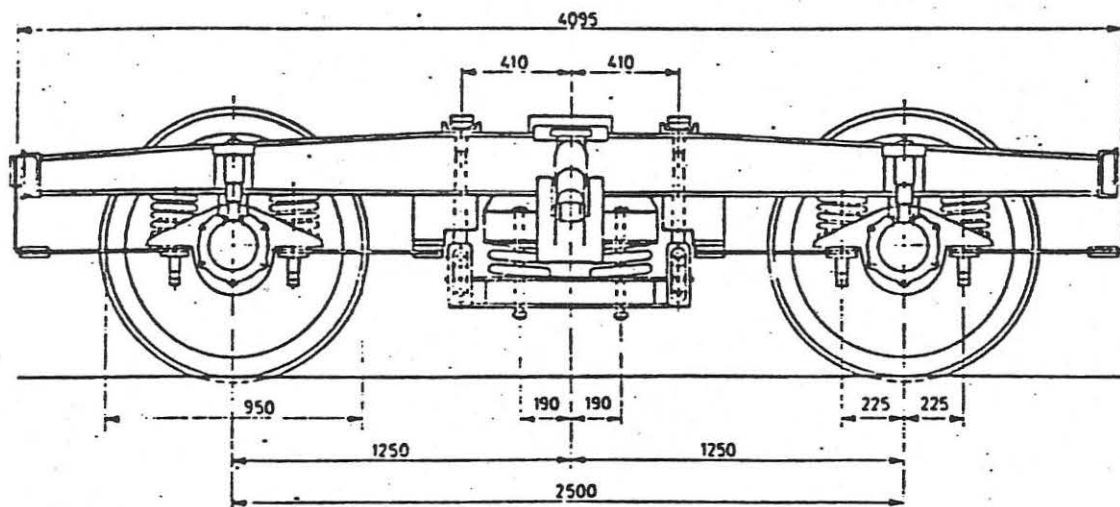


Bild 3: Drehgestell

	Personenwagen	Drehgestell Typ...	
DB B12	Voiture	Bogie type	Minden-Deutz-50
	Coach	Bogie type	

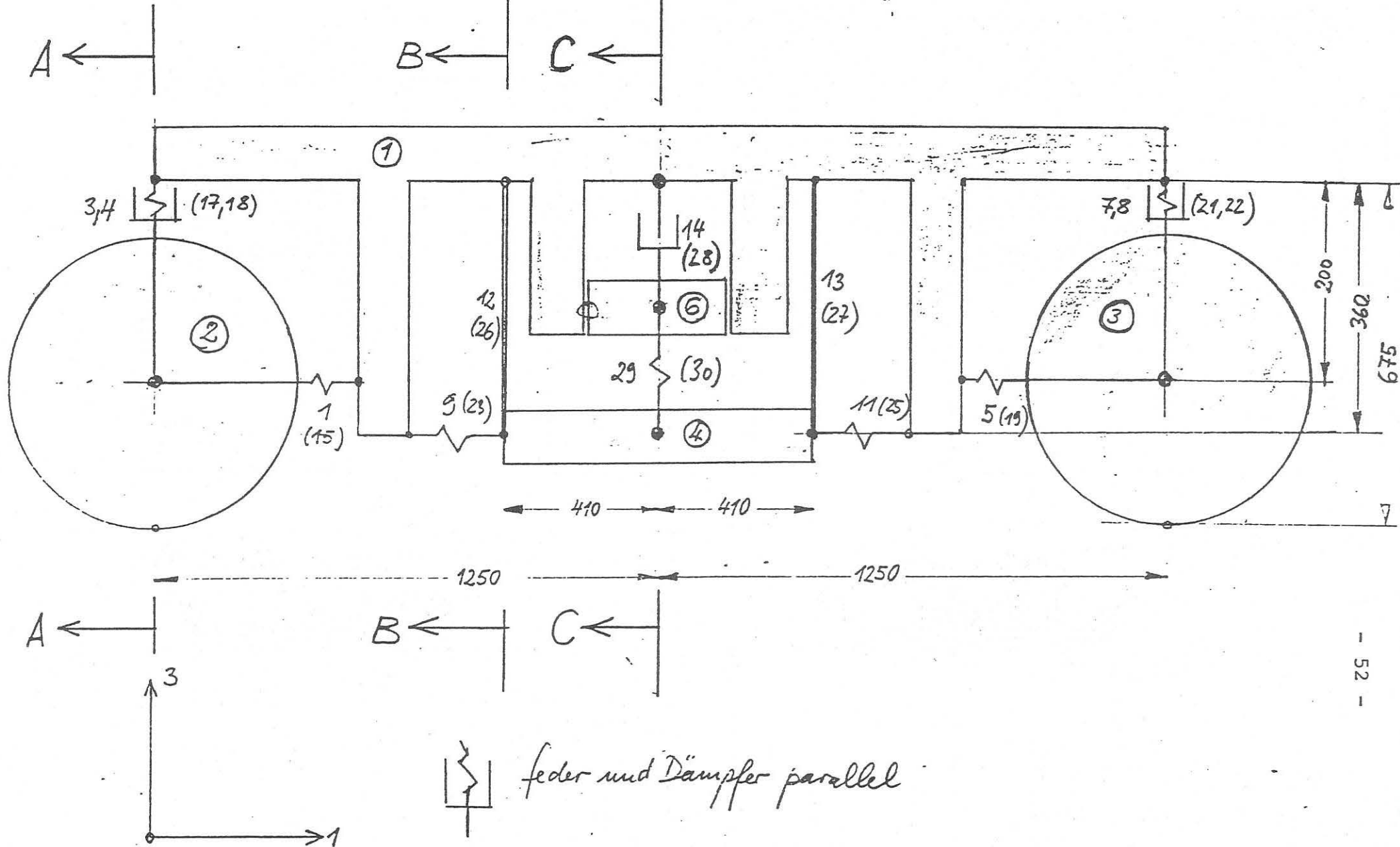


Bild 4: MEDUSA-Ersatzmodell für das Drehgestell

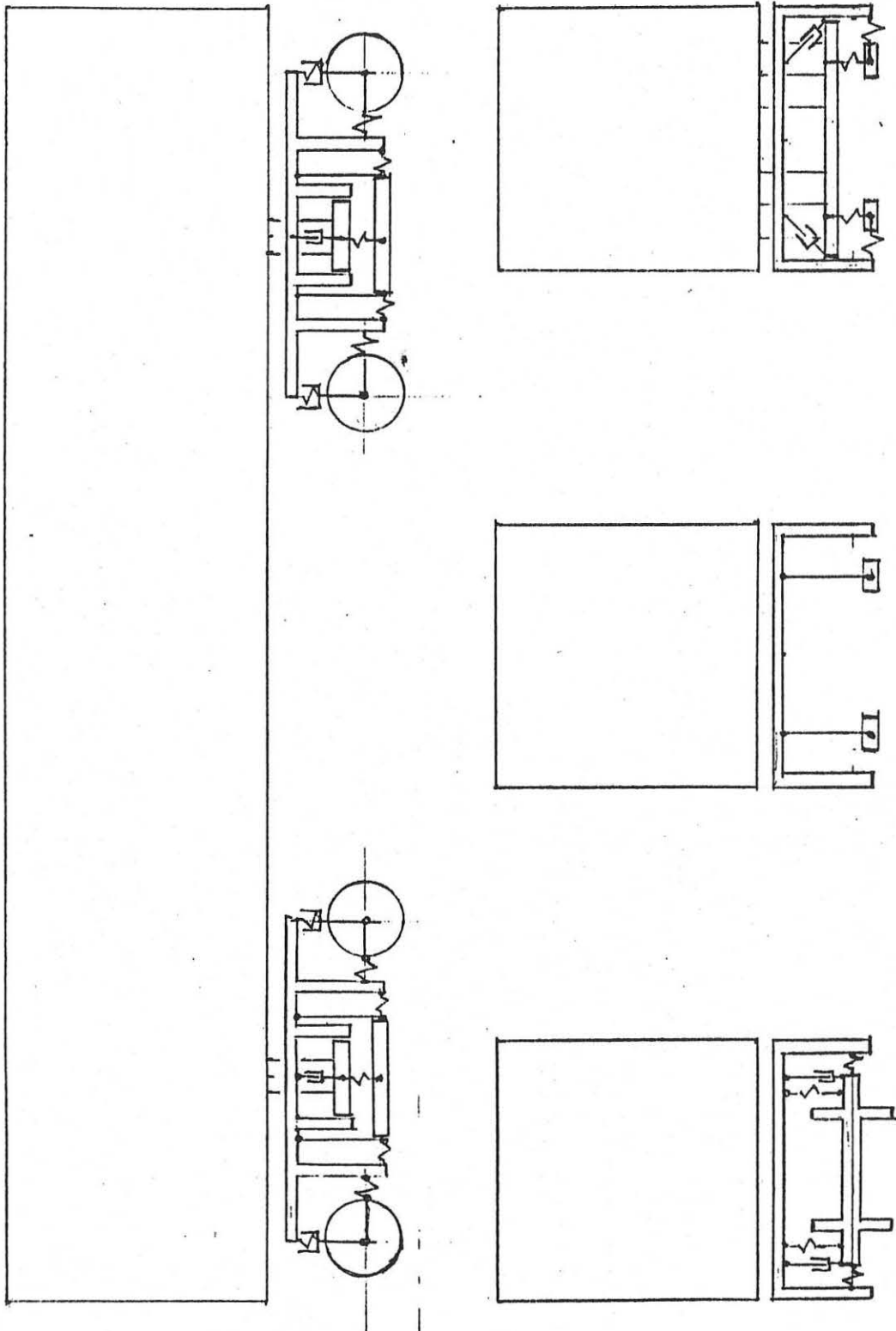


Bild 5: MEDUSA-Reisezugwagenmodell

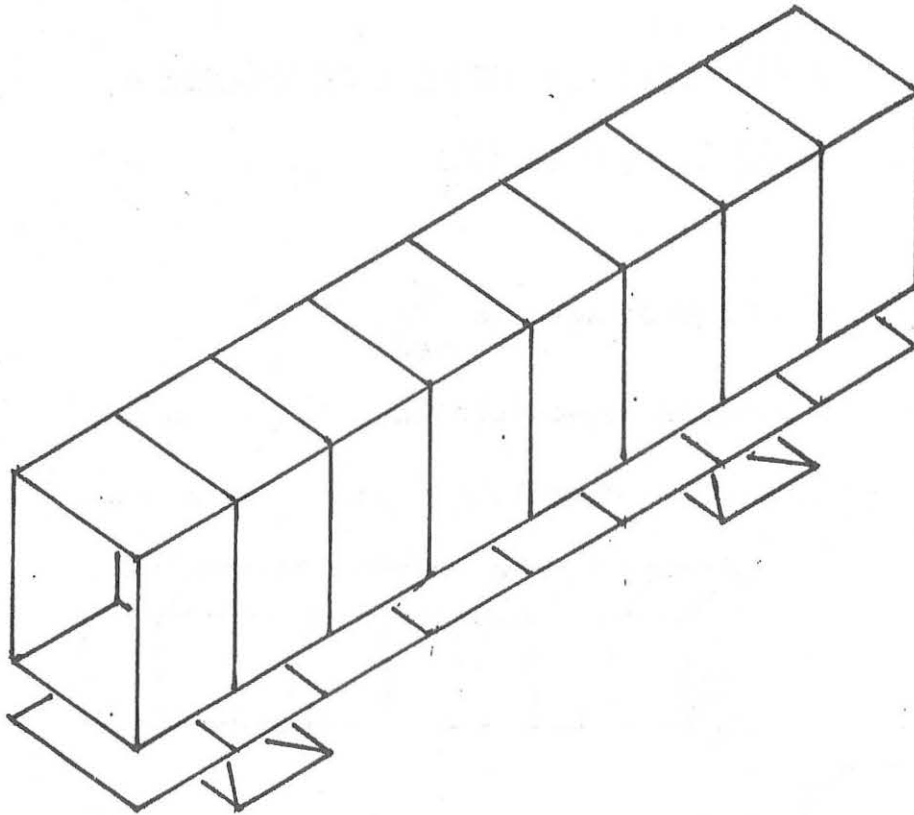


Bild 6: MEDUSA-FE-Modell eines Reisezugwagenkastens

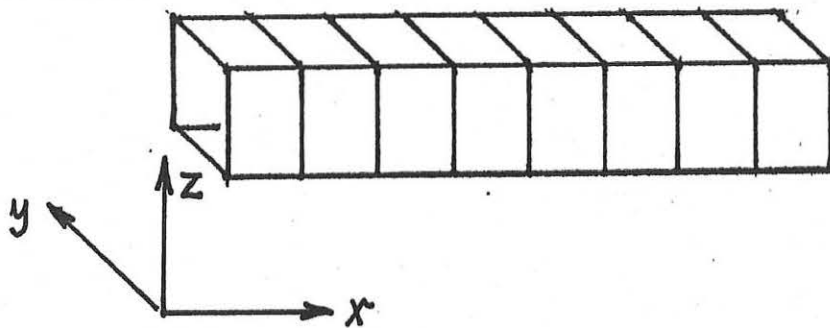
Erläuterung der Ergebnisdarstellungen

(Bild 7 bis Bild 18):

Ordinaten: Beschleunigungen in $\frac{m}{sec^2}$

Y bedeutet Beschleunigung in y-Richtung

Z bedeutet Beschleunigung in z-Richtung



R bedeutet Realteil der Beschleunigungen

I bedeutet Imaginärteil der Beschleunigungen

Abszissen: Die Punkte entlang der dick ausgezogenen Kante der Struktur in positiver x-Richtung aufeinander folgend

In den Darstellungen bedeuten

- o Meßdaten von Response-Tests
- + MEDUSA-Modell aus Meßdaten
- Δ MEDUSA-Modell aus FE-Daten
- x MEDUSA-Modell aus Meßdaten mit höherer Frequenz gerechnet nach Frequenzverschiebung durch Zusammenkoppeln (betrifft nur die 1. Horizontalbiegung (Bild 9 und 10)).

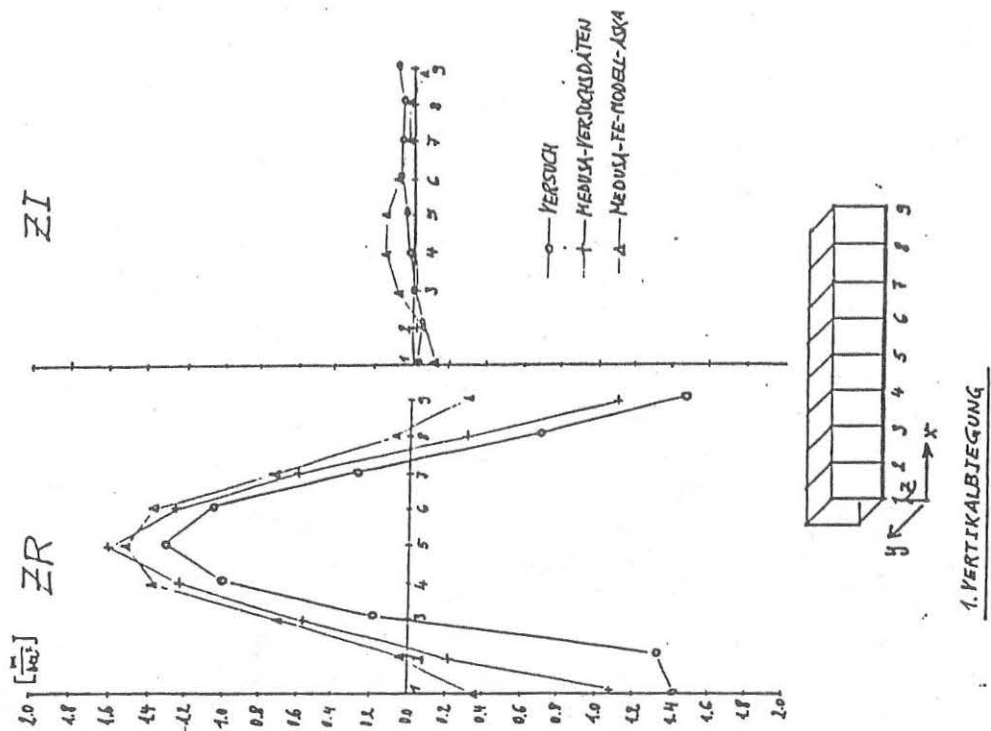


Bild 1:

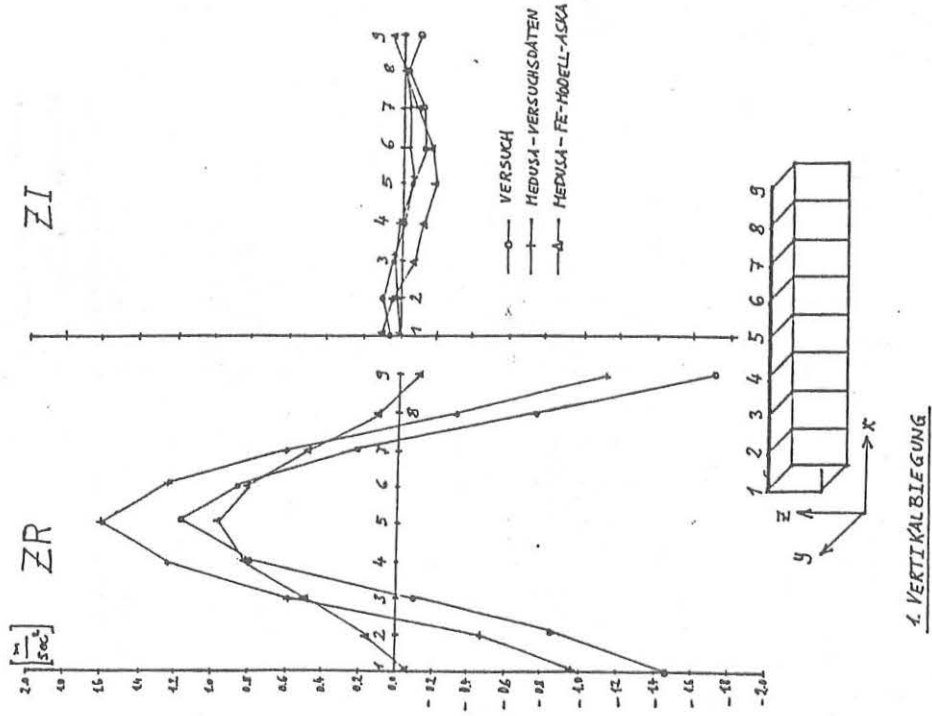


Bild 2:

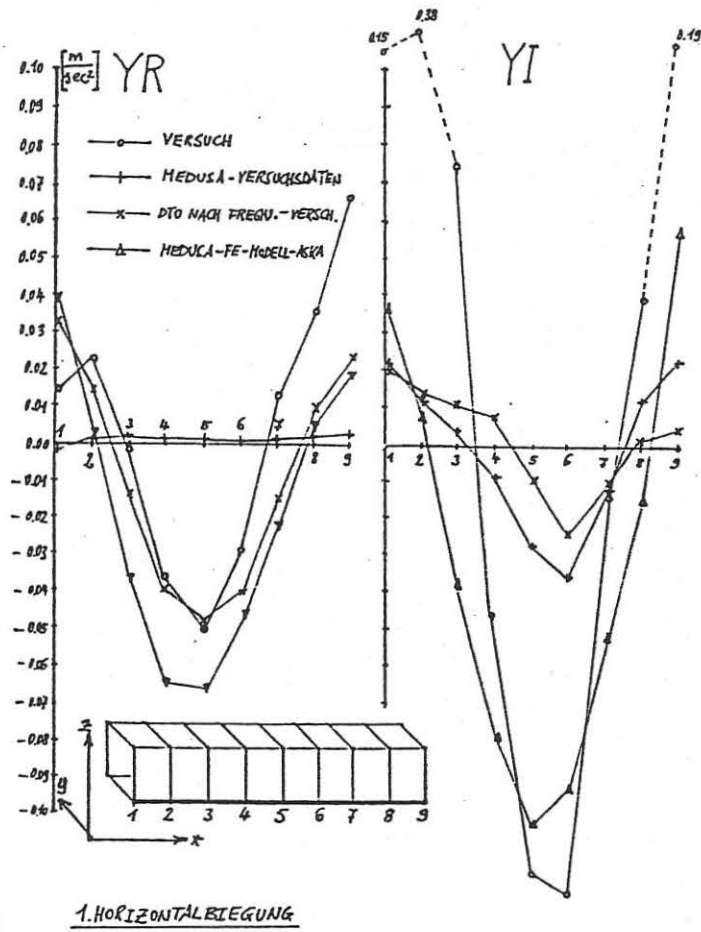


Bild 3:

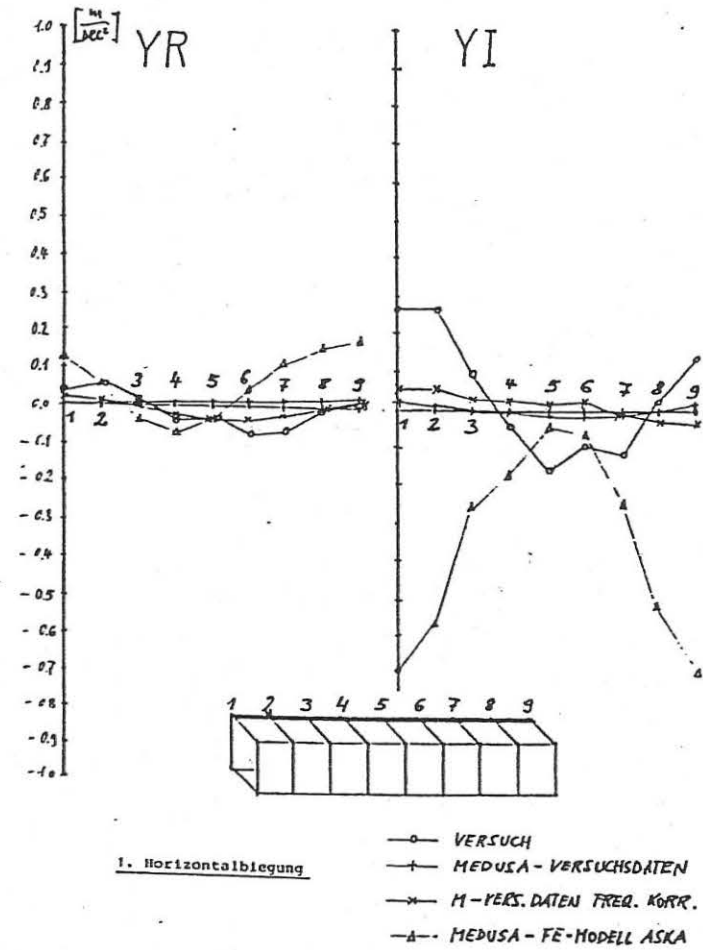
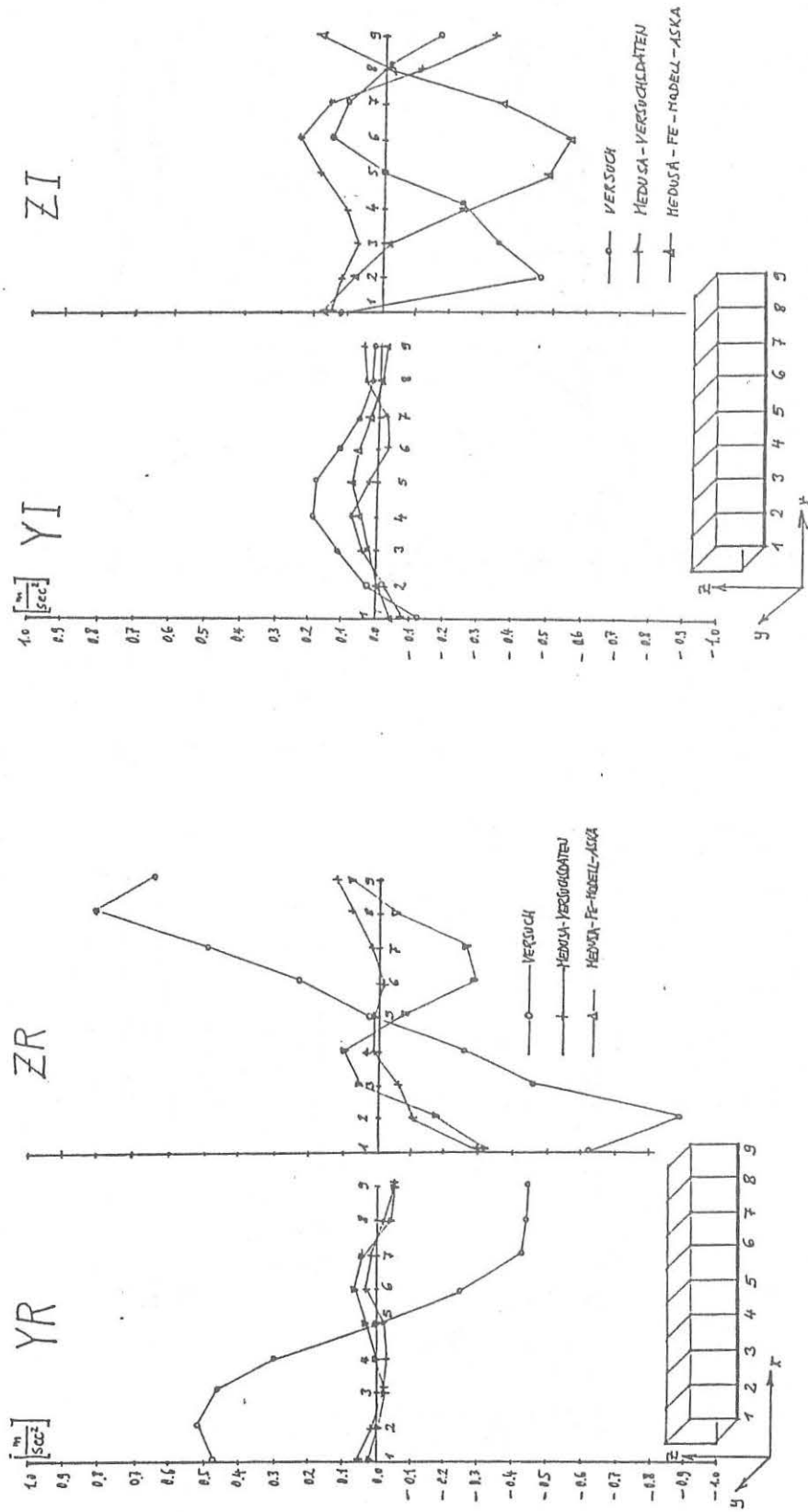


Bild 4:



1. TORSION

Bild 5:

1. TORSION

Bild 6:

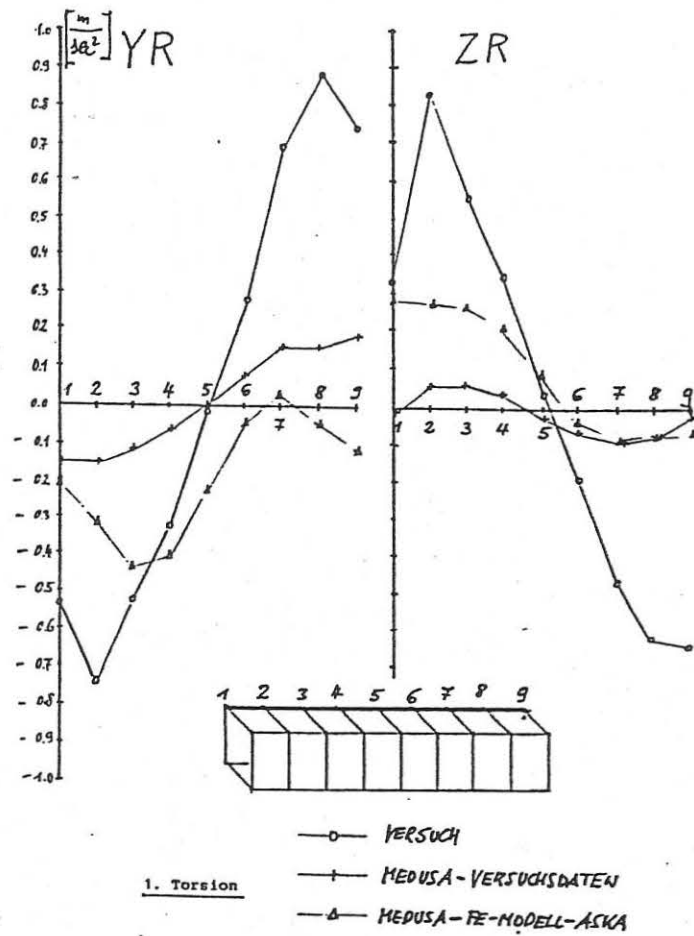


Bild 7:

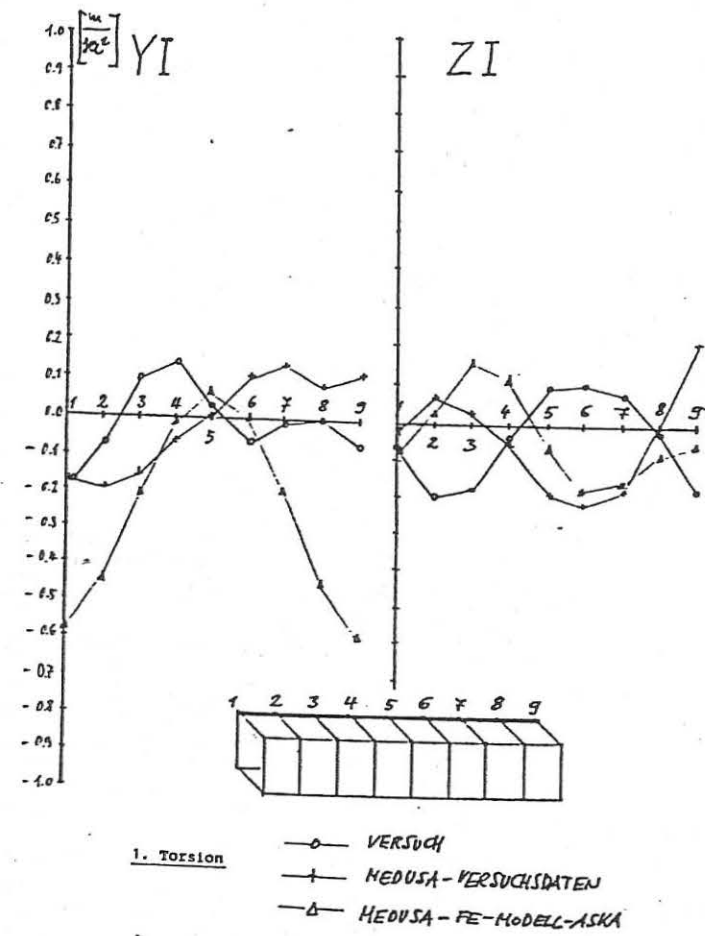


Bild 8:

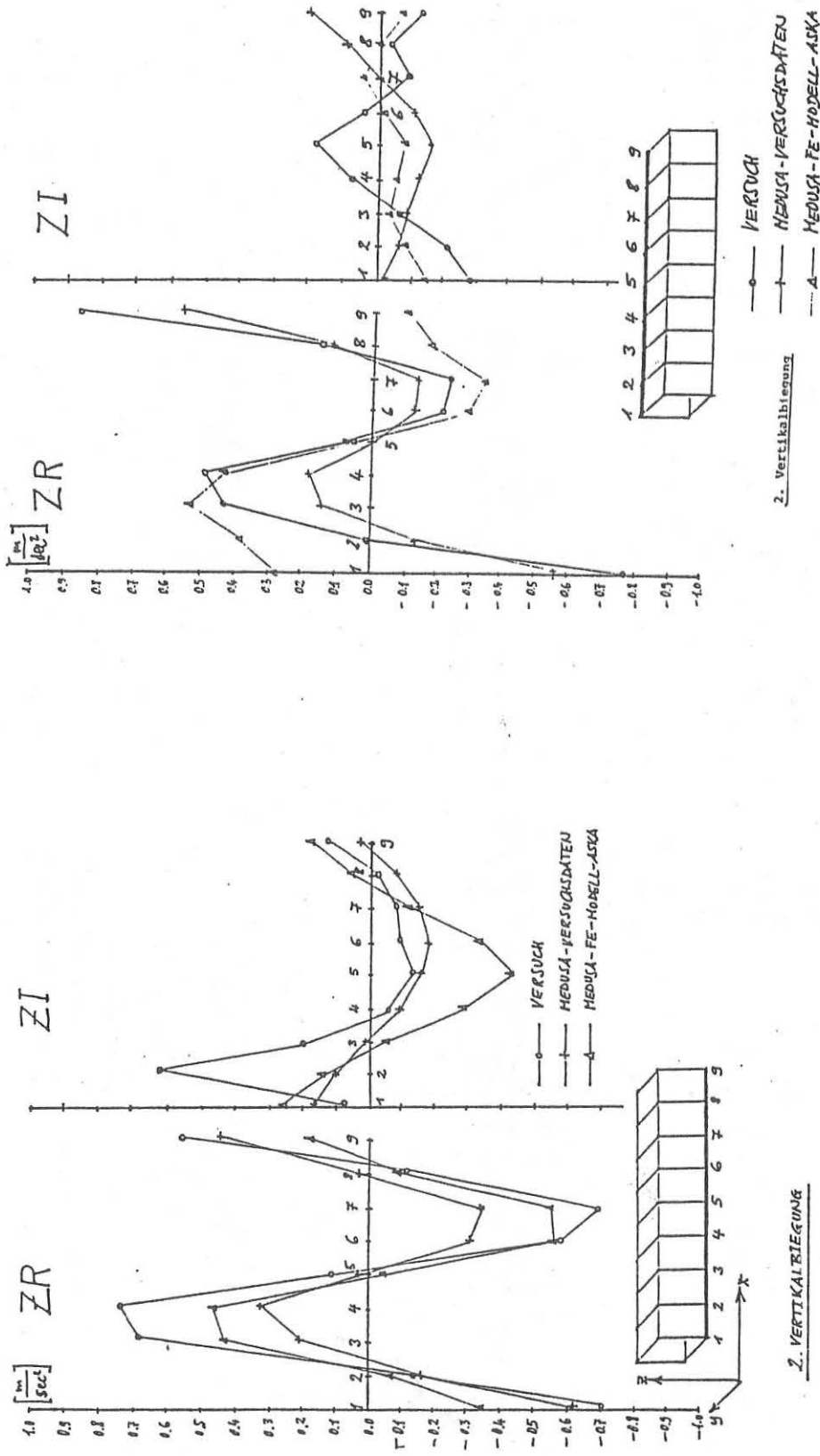


Bild 10:

Bild 9:

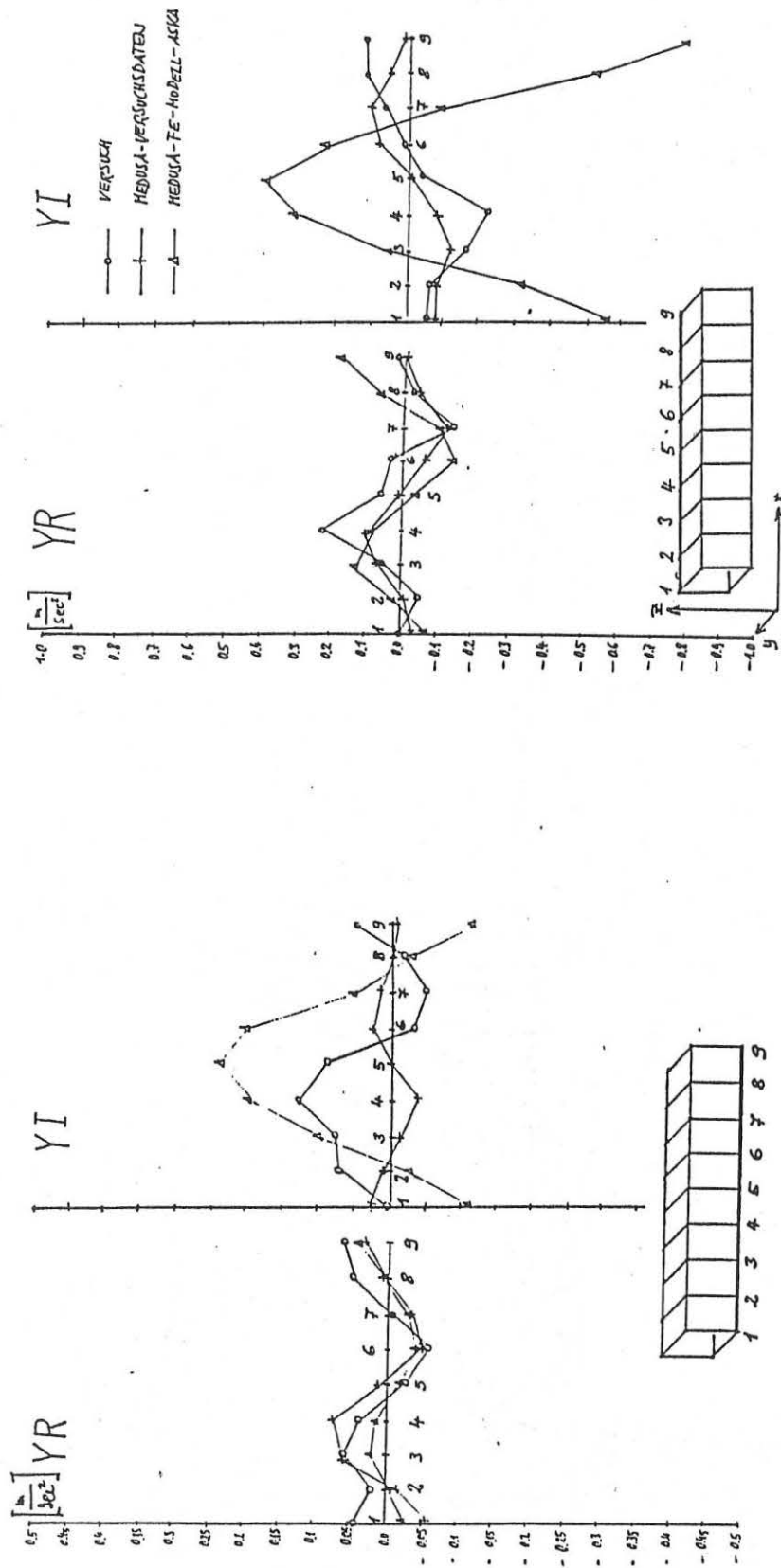


Bild 11:

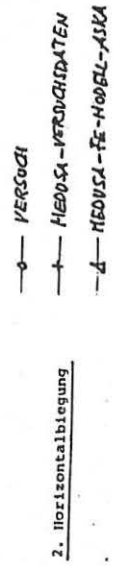


Bild 12: